

Universidad Carlos III de Madrid

Escuela Politécnica Superior

Grado en Ingeniería en Tecnologías Industriales



Trabajo de Fin de Grado

Optimización del tren de calentadores de ciclos
subcríticos

Autor: Félix Ignacio Pérez Cicala

Tutor: Domingo Santana Santana

Resumen

El objetivo del proyecto es el desarrollo de un método para optimizar el tren de calentadores de una central térmica subcrítica de carbón. Dicho método consistirá en la utilización de un algoritmo genético, que buscará maximizar el rendimiento de la central y minimizar el coste de la electricidad.

El diseño de centrales térmicas con rendimientos elevados es fundamental para el sector energético. Mejoras marginales en el funcionamiento de las instalaciones de producción de energía eléctrica disminuyen significativamente el coste de generación. La obtención de estas mejoras permite a las empresas del sector ser más competitivas en los mercados eléctricos modernos.

El conjunto de parámetros que gobierna el rendimiento de la central es numeroso, e incluye el número de calentadores cerrados, la presión de las extracciones o las temperaturas en los calentadores. Incrementar el rendimiento termodinámico de una central térmica supone un aumento del coste de los componentes de la misma. Esto da lugar a que la optimización de una central térmica sea un problema complejo que no tiene solución única, y que debe tener en cuenta las limitaciones técnicas de los propios componentes de la instalación.

Para el desarrollo del programa de optimización se utilizó el software Matlab, que permite implementar un algoritmo genético de forma sencilla y construir una interfaz de usuario para el programa. La herramienta informática desarrollada permite la configuración de los parámetros que definen a la central de manera intuitiva, permitiendo escoger entre establecer las variables de diseño como valores fijos o rangos. Cuando una variable se establece como rango, el algoritmo genético busca el valor óptimo dentro del rango proporcionado.

El tren de calentadores de una central térmica cumple la función de elevar el rendimiento termodinámico del ciclo. Mediante la extracción de vapor procedente de las turbinas del ciclo, se eleva la temperatura del agua de alimentación de la caldera. El aumento de rendimiento se produce al disminuir el consumo de combustible, puesto que la carga del generador de vapor se reduce. Físicamente, el tren de calentadores está compuesto por intercambiadores de calor cerrados y un intercambiador abierto. Se detalla en este proyecto un método de cálculo para resolver un ciclo termodinámico Rankine y obtener el coste de la electricidad de una central térmica. Adicionalmente se dimensionarán los calentadores cerrados que componen el tren de calentadores.

Se han estudiado diversas configuraciones del tren de calentadores en centrales térmicas mediante el programa creado. Tras el análisis de las soluciones óptimas, se concluye que es posible mejorar los diseños industriales modernos mediante la modificación de la presión de las extracciones y la temperatura de los calentadores. Aunque las configuraciones existentes hoy en día se acercan a los valores óptimos, mejorar el tren de calentadores puede suponer incrementos de entre el 0.5 y el 1% de rendimiento, y disminuciones de entre el 1 y el 2% del coste. Debe notarse sin embargo que estos resultados están sujetos a la incertidumbre de las funciones de costes, y a que se deben analizar aspectos adicionales del funcionamiento de una central térmica (como pueden ser los procesos de arranque y operación a carga parcial) para validar los resultados.

Summary

The purpose of this project is to develop a method for the optimization of the feedwater heater train of a subcritical coal power plant. Using a genetic algorithm, the thermodynamic efficiency will be maximized and the cost of electricity minimized. Thus, the mathematical problem becomes a multi-objective optimization.

The design of high-performance power stations is a matter of great importance for the electric power industry. Marginal improvements in power plant operations and efficiency can have a substantial impact in the cost of generation. In order to better compete in the evolving electricity markets, utilities are in a constant pursuit of these advances.

The set of parameters which determines the efficiency of a coal power plant has several components, such as the number of closed feedwater preheaters, the turbine steam bleed pressures, or the temperatures in the feedwater preheaters. The design trade-offs between increasing the efficiency and decreasing the cost of electricity are a significant challenge for engineers. Due to this trade-offs, the design problem has multiple solutions. To guarantee the validity of the solutions, the technical limitations of the power plant equipment must be always accounted for.

The optimization software has been developed using the Matlab environment, which provides the user with a simple method for the implementation of a genetic algorithm, and also includes the tools needed to develop a graphical user interface. The developed software tool allows the user to set the values of the optimization parameters in a simple way, and to choose which parameters shall be fixed or shall be a range. When a range is chosen, the genetic algorithm will search for an optimal value within the range provided.

The feedwater heater train fulfills the purpose of increasing the thermodynamic efficiency of the cycle. By means of bleed steam from the turbine, the water heading to the steam generator is heated up. The efficiency rises as a consequence of the reduced thermal load in the steam generator, which leads to a reduced fuel consumption. The feedwater heater train itself is composed of several closed heat exchangers and one open heat exchanger. In this project, a method to solve a Rankine thermodynamic cycle and calculate the cost of electricity is described. Additionally, the closed feedwater heaters will be dimensioned.

Several different feedwater heater train configurations were studied using the developed software. After analysing the results, it is concluded that modern industrial designs can be improved through a combination of modifying the steam bleed pressure and the feedwater heater temperature. Though the configurations used today are close to the optimal values, enhancing the feedwater heater train can lead to increases of between 0.5 and 1% in thermodynamic efficiency, and to reductions of between 1 and 2% in the cost of electricity. However, it should be noticed that these results are subject to uncertainties in the cost functions, and that additional aspects of a power plant operation -such as startup procedures and partial load operation- should be analysed in order to validate the solutions.

Índice

Resumen	1
Summary.....	2
1. Introducción	5
1.1. Objetivo del proyecto.....	5
1.2. Motivación del proyecto. Importancia de la optimización en centrales térmicas.....	5
1.3. Estudio del problema. Algoritmo genético	6
1.4. Aplicaciones en la industria.....	7
2. Estructura de una central térmica subcrítica. Cálculo de ciclo termodinámico y costes.....	9
2.1. Estructura básica. Ciclo Rankine de generación de potencia.....	9
2.2. Componentes principales.....	11
2.2.1. Generador de vapor	11
2.2.2. Turbinas.....	16
2.2.3. Condensador	20
2.2.4. Bombas.....	22
2.2.5. Generador	24
2.2.6. Torre de refrigeración	24
2.3. Tren de calentadores	25
2.3.1. Estructura y componentes	25
2.3.2. Influencia en el rendimiento termodinámico del ciclo	26
2.3.3. Calentadores cerrados	27
2.3.3.1. Diseño del equipo. Parámetros principales. Alta y baja presión.....	27
2.3.3.2. Desrecalentador. Flujo másico de vapor necesario.	29
2.3.3.3. Condensador	32
2.3.3.4. Subenfriador.....	35
2.3.3.5. Coste.....	36
2.3.4. Calentador abierto (desaireador).....	37
2.4. Acoplamiento del tren y cálculo en cadena del ciclo termodinámico	39
2.5. Costes en una central térmica.....	40
2.6. Incertidumbre en las funciones de costes	43
3. Descripción del programa desarrollado	44
3.1. Método de cálculo. Algoritmo genético.....	44
3.2. Entradas del problema. Parámetros recomendados	48
3.2.1. Iniciar el programa	49
3.2.2. Parámetros generales	50
3.2.3. Configuración del ciclo	52

3.2.4.	Opciones del algoritmo genético	54
3.3.	Interacción con el programa durante el proceso de cálculo.....	55
3.4.	Resultados y análisis.....	58
3.4.1.	Visualizar los resultados del algoritmo genético.....	58
3.4.2.	Analizar un ciclo termodinámico de la solución.....	61
4.	Sensibilidad de la solución a la variación de parámetros	64
4.1.	Rendimiento de la caldera	64
4.2.	Temperatura del condensador.....	66
4.3.	Potencia de la central.....	67
4.4.	Temperatura de sobrecalentamiento y recalentamiento.....	68
5.	Estudio de casos prácticos	69
5.1.	Centrales subcríticas	69
5.1.1.	Número de calentadores frente a rendimiento y coste.....	69
5.1.2.	Presión óptima en los calentadores de alta y media presión y en el desaireador 72	
5.1.3.	Parámetros TTD y DCA óptimos	73
5.2.	Centrales supercríticas	76
6.	Conclusiones	79
	Bibliografía.....	80
	Apéndice 1. Librerías de propiedades utilizadas.	81

1. Introducción

1.1. Objetivo del proyecto

El objetivo de este proyecto es el estudio de un método de optimización del tren de calentadores de una central subcrítica de carbón. Para ello, se ha desarrollado una herramienta capaz de obtener, a partir de unos parámetros especificados por el usuario, un conjunto de configuraciones óptimas del tren de calentadores. Dichas configuraciones se obtendrán mediante un algoritmo genético.

Para la creación del programa se utilizará el entorno de desarrollo Matlab, que ofrece las herramientas y librerías necesarias para llevar a cabo el proyecto. Entre otras soluciones que Matlab ofrece al usuario, es necesario destacar que Matlab lleva incluido un conjunto de funciones que permiten al programador configurar e iniciar un proceso de cálculo con algoritmo genético de manera sencilla, y sin necesidad de conocer en detalle el funcionamiento del algoritmo.

El programa deberá disponer de una serie de interfaces de usuario que le permitan a este la configuración del problema, el lanzamiento del proceso de cálculo mediante algoritmo genético, y la visualización de los resultados mostrándolos en un formato sencillo de comprender.

1.2. Motivación del proyecto. Importancia de la optimización en centrales térmicas

Las centrales térmicas son instalaciones de producción de energía eléctrica que tienen una vida económica de entre 25 y 40 años. Dependiendo de las condiciones del mercado eléctrico, pueden llegar a producir electricidad durante 5000 horas al año o más.

Hoy en día los mercados eléctricos son altamente competitivos, con distintos tipos de fuentes de energía tanto renovables como no renovables. Debido a la constante innovación tecnológica en la generación energética, un diseño de central térmica que hoy sería económicamente viable podría dejar de serlo en el futuro.

Mejoras en el rendimiento de la planta pueden suponer aumentos muy significativos en la producción de la central a medio y largo plazo. Debido a la magnitud de la energía generada anualmente, pequeños aumentos del rendimiento termodinámico de la planta (aumentos del orden del 0.5 al 1.5%) pueden suponer que, para una misma cantidad de combustible quemado, una planta produzca miles de MWh de energía eléctrica al año más que una planta de peor rendimiento.

Resulta necesaria la búsqueda de métodos que permitan al diseñador de una central térmica incrementar el rendimiento termodinámico de la misma. Un tren de calentadores eficiente permite a una central térmica mejorar su rendimiento termodinámico principalmente por dos razones:

- Elevada temperatura de entrada del agua de alimentación a la caldera. La energía térmica que la caldera debe suministrar al agua se reduce, consumiéndose por tanto menor combustible.

- Menor cantidad de vapor extraído de las turbinas para alimentar los calentadores. La energía generada por una turbina es directamente proporcional al flujo másico que la atraviesa.

El proceso de optimización termodinámica del tren de calentadores debe en consecuencia buscar el equilibrio entre calentar el agua de alimentación (aumenta el rendimiento global y aumenta la masa de vapor extraída de la turbina) y extraer vapor de la turbina (que disminuye la energía total generada).

Sin embargo, el coste de la energía eléctrica generada no depende solamente del rendimiento de la central térmica, sino que también influye el coste de los componentes de la misma. Como se observará más adelante, a medida que aumenta el rendimiento de la central aumenta el coste de los equipos, pero a un ritmo tal que el coste global de la electricidad es menor. Sin embargo, se alcanza un punto en el cual aumentar el rendimiento de la central supone utilizar equipos mucho más caros en relación al incremento de rendimiento que proporcionan, no logrando disminuir el coste sino aumentándolo.

En consecuencia, diseñar la central térmica con el objetivo de minimizar tanto los costes iniciales de los equipos como los producidos posteriormente durante la operación y mantenimiento dará como resultado una instalación capaz de producir energía eléctrica a precios más bajos.

Finalmente, el objetivo de maximización del rendimiento termodinámico coincide con el objetivo medioambiental de minimizar las emisiones de contaminantes a la atmósfera, principalmente CO₂. La disminución del consumo de combustible obtenida con el aumento del rendimiento termodinámico supone menores emisiones al aprovechar la central de manera más eficiente el combustible que consume.

Quedan definidos por tanto dos objetivos para el diseño de una central térmica:

- Maximizar el rendimiento termodinámico de la central
- Minimizar el coste de la energía generada

En este proyecto, se alcanzarán ambos objetivos mediante la optimización del tren de calentadores de la central.

1.3. Estudio del problema. Algoritmo genético

El problema consiste en obtener una solución o un conjunto de soluciones que cumplan los dos objetivos fijados anteriormente. Las soluciones deberán respetar una serie de restricciones que serán definidas en función del tipo de configuraciones que se quiera conseguir.

La complejidad del problema viene determinada por el número de variables de decisión y de funciones objetivo. En el diseño de una central térmica, existe un gran número de variables de decisión debido a la gran cantidad de equipos que componen la planta. El problema se simplifica considerablemente si ciertos de estos equipos se consideran “cajas negras”, esto es, no se estudia su diseño interno. En el caso de este proyecto, solamente se realiza el estudio del diseño interno de los calentadores, utilizando del resto de equipos solamente los parámetros

necesarios para modelar su interacción con los calentadores y la influencia final en el funcionamiento de la planta.

La optimización de un problema con más de una función objetivo se denomina optimización multi-objetivo. En problemas multi-objetivo, se producen interacciones entre los objetivos que dan lugar a que el cumplimiento de uno de ellos provoque peores resultados en otros objetivos. Estas interacciones se denominan conflictos entre objetivos, y tienen como consecuencia que existan un número infinito de soluciones óptimas.

El objetivo del programa desarrollado debe ser por tanto encontrar tantas soluciones óptimas como sea posible. Existen varios métodos para hallar un conjunto de soluciones óptimas.

Los métodos más sencillos consisten en asignar a cada función objetivo un peso determinado en una función objetivo global, convirtiendo el problema en una optimización de un solo objetivo (método de decisión a priori). Sin embargo este método es altamente subjetivo debido a la decisión de qué pesos dar a cada objetivo.

Para obtener soluciones válidas no subjetivas, se debe recurrir a métodos que buscan en un espacio de soluciones el conjunto de soluciones óptimas. Existen gran variedad de algoritmos capaces de realizar esta tarea, encontrándose las diferencias en la velocidad y la robustez que ofrecen dichos algoritmos.

Los algoritmos genéticos son un método popular y fiable de encontrar el conjunto de soluciones óptimo por ser altamente flexibles en el tipo de problemas que pueden resolver. El funcionamiento básico de un algoritmo genético consiste en partir de un conjunto de soluciones (en este proyecto, dichas soluciones serían configuraciones de una central térmica) generadas de manera aleatoria. Utilizando un proceso de selección similar a la evolución presente en la naturaleza, las mejores soluciones se mezclan entre sí para obtener un nuevo conjunto de soluciones. Repitiendo el proceso un gran número de veces, se obtienen conjuntos, denominados generaciones, cada vez mejores que los anteriores (mejores valores de los objetivos). Cuando no hay cambios significativos entre los valores de los objetivos de una generación y la anterior, se ha alcanzado un conjunto de solución óptimo.

Se ha escogido utilizar un algoritmo genético debido a la fiabilidad del método y a la relativamente sencilla implementación en Matlab, que ofrece una función ("gamultiobj") que implementa el algoritmo NSGA-II [5] (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II). Este algoritmo, mediante el uso de procesamiento en paralelo, tiene un rendimiento aceptable y es capaz de encontrar eficientemente un conjunto de soluciones óptimas.

1.4. Aplicaciones en la industria

Mediante la herramienta desarrollada es posible obtener un abanico de opciones de diseño de una central térmica que son óptimas. El usuario proporciona al programa una serie de límites para los parámetros de configuración de la central, que pueden ser o no variables.

La elección de los valores de esos límites se realiza en función de los diseños ya existentes y las limitaciones tecnológicas de los equipos, y dependiendo de qué tipo de central se quiera diseñar.

Es posible por tanto obtener un diseño preliminar óptimo dentro de los límites especificados. La dificultad para el usuario consiste en elegir dicha configuración de entre las soluciones múltiples que ofrece el programa. Se facilita esta tarea mediante una interfaz de usuario sencilla y que permite visualizar la solución obtenida.

Cabe mencionar que aunque el programa se ha desarrollado para optimizar el tren de calentadores de una central subcrítica de carbón, es posible utilizarlo para calcular centrales supercríticas y ultracríticas sin realizar cambios en el programa.

2. Estructura de una central térmica subcrítica. Cálculo de ciclo termodinámico y costes

2.1. Estructura básica. Ciclo Rankine de generación de potencia

El ciclo de transformación de energía básico que siguen todas las centrales térmicas de carbón es el ciclo Rankine. En un ciclo Rankine, se emplea la energía térmica liberada por la combustión del carbón para generar vapor de agua en una caldera. El vapor es conducido a través de los álabes de una turbina, haciéndolos girar y produciéndose energía mecánica. El movimiento rotacional del eje de la turbina es convertido en energía eléctrica por un generador acoplado a esta.

Una vez el vapor de agua ha pasado por la turbina, se transfiere a un condensador, donde vuelve al estado líquido. El agua es bombeada a altas presiones a la caldera, cerrándose el ciclo para el agua.

El esquema básico de un ciclo Rankine es el siguiente:

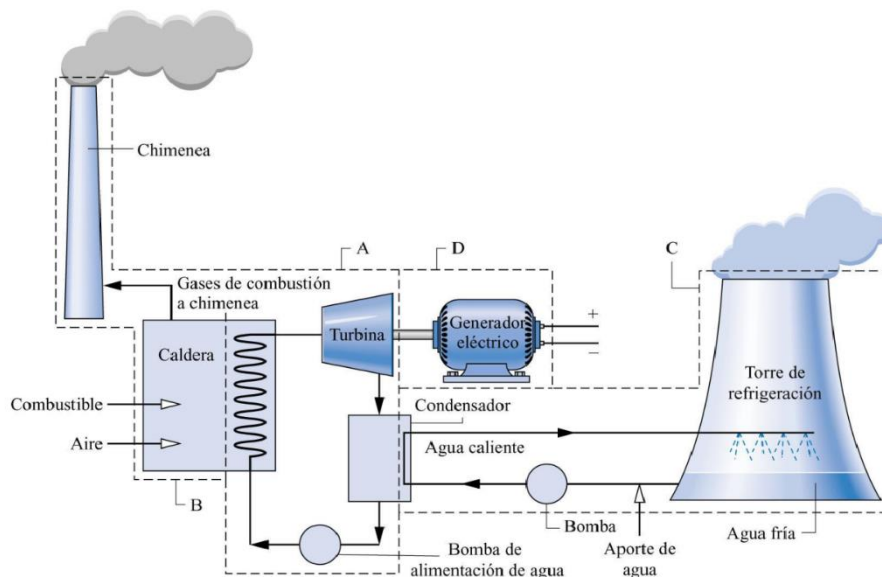


Figura 1. Esquema básico de una central con ciclo Rankine. Fuente: [7]

La refrigeración necesaria en el condensador es suministrada por una torre de refrigeración. Dicha torre enfría un flujo de agua a presión atmosférica, que después es bombeada al condensador donde se vuelve a calentar. Es importante notar que los circuitos de agua están separados: el agua de refrigeración nunca entra en contacto con el agua de ciclo. El agua de refrigeración circula por el interior de los tubos que atraviesan el condensador, y en el exterior de los mismos condensa el agua de ciclo.

El funcionamiento y operación del sistema de refrigeración del condensador no será objeto de estudio de este proyecto.

Una central térmica real respeta este esquema básico, pero dispone de mejoras al ciclo con el objetivo de mejorar la eficiencia del mismo. Entre dichas mejoras, algunas de las más importantes son:

- Recalentamiento en la caldera. Antes de terminar de atravesar la turbina, el vapor se extrae y vuelve a calentarse en la caldera. Esta mejora aumenta la potencia producida por la central sin aumentar significativamente el consumo de combustible de la caldera, puesto que se reutilizan los gases de escape de la caldera.
- Instalación de un desaireador. El desaireador, también conocido como “calentador abierto”, es parte fundamental de cualquier ciclo Rankine real. Elimina el aire disuelto en el agua del ciclo, que puede corroer el interior de las tuberías de la instalación y las turbinas. Este aire entra al ciclo en el condensador, donde debido a las bajas presiones del agua de ciclo (menor que la atmosférica) se producen infiltraciones de aire en la carcasa del condensador.
- Tren de calentadores cerrados. Utilizan vapor extraído de las turbinas para calentar el agua de ciclo antes de que esta entre a la caldera, mejorando la eficiencia al disminuir la carga térmica de la misma. Se denominan cerrados por no producirse intercambio de masa entre los flujos de agua de ciclo y de la extracción. El vapor procedente de la extracción se condensa, y es drenado “hacia atrás” en el ciclo. El drenaje hacia atrás conduce al desaireador si se trata de calentadores de alta presión, o hacia el condensador si se trata de los calentadores de baja presión. Es común que la configuración de los drenajes varíe en distintas centrales, principalmente con el objetivo de disminuir el volumen del desaireador.
- Separación de las bombas. El ciclo cuenta con dos sistemas de bombeo separados, conocidos como la bomba de condensado y la bomba de alimentación. Se divide el agua de ciclo en dos niveles de presión, debido a que el desaireador no podría soportar las elevadas presiones necesarias en la caldera. Por tanto, la bomba de condensado eleva la presión hasta el nivel del desaireador, y la bomba de alimentación hasta la presión de la caldera.

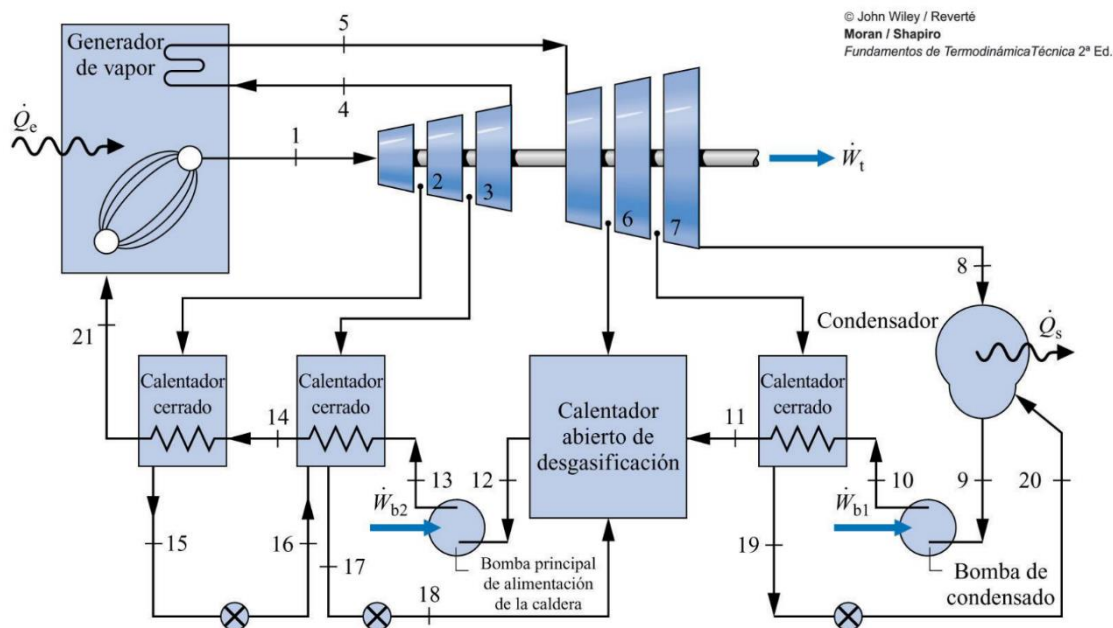


Figura 2. Ciclo Rankine de producción de potencia. Fuente: [7]

En la **Figura 2** se puede observar el recalentamiento de vapor entre los puntos 4 y 5, y la disposición de un tren de calentadores básico entre los puntos 9 y 21. Adicionalmente, están representados los drenajes hacia atrás. Entre los puntos 15 y 16 se muestra una válvula de expansión, que disminuye la presión del drenaje para igualarla con la presión del siguiente calentador.

En una central térmica moderna, el tren de calentadores cuenta con entre cinco y ocho calentadores cerrados. Un esquema representativo de una central moderna se presenta en la siguiente figura.

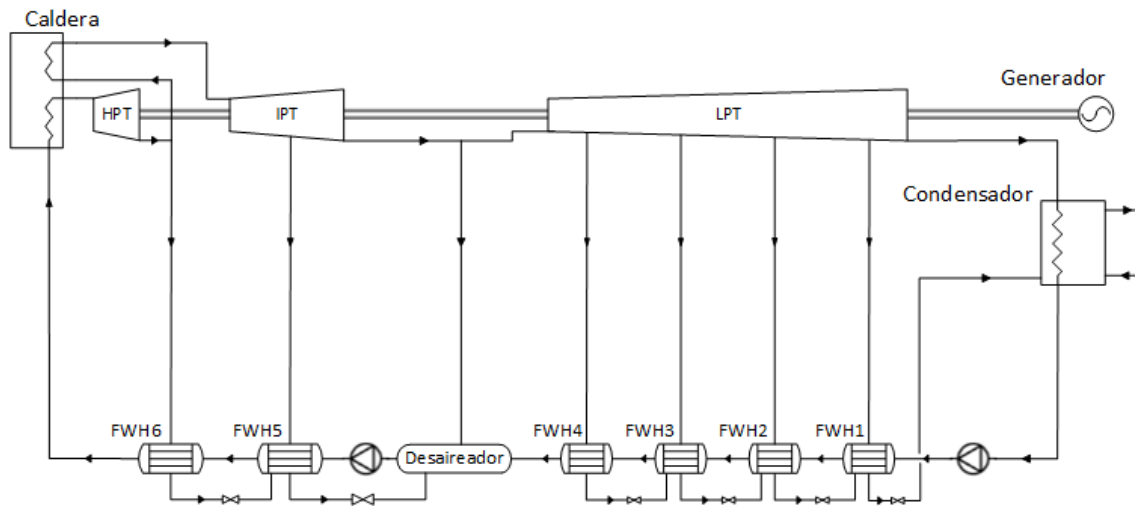


Figura 3. Central subcrítica.

La central representada en la **Figura 3** cuenta con 6 calentadores cerrados (FWH – Feedwater Heater), y su turbina está dividida en tres grupos (alta presión, presión intermedia, baja presión).

El rendimiento del ciclo es el parámetro termodinámico más importante, y es una de las dos funciones objetivo del algoritmo genético. Se define como:

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{turbina}}{Q_{caldera}}$$

Siendo $W_{turbina}$ la potencia generada por las turbinas y $Q_{caldera}$ la potencia térmica consumida por la caldera para generar vapor, que es directamente proporcional a la cantidad de combustible que consume.

2.2. Componentes principales

Se estudian a continuación los componentes de la central por separado, detallando el método de cálculo que se ha utilizado para cada uno. El tren de calentadores se estudia en una sección separada. Las funciones de costes pueden encontrarse en [1], con detalles sobre la formulación en [3].

2.2.1. Generador de vapor

El generador de vapor o caldera es el equipo encargado de convertir el agua en estado líquido a estado gaseoso. En las centrales térmicas de carbón, la caldera quema carbón pulverizado a

temperaturas cercanas a 1500°C (dependiendo del tipo de carbón). La caldera es de tipo acuotubular.

Debido a que el rendimiento de la caldera va directamente relacionado con su consumo de combustible, tiene una gran influencia con el rendimiento global del ciclo. Adicionalmente, la capacidad de una caldera de quemar carbones de uno u otro tipo influye enormemente en el coste final de la electricidad, ya que el coste del carbón suele suponer entre el 40 y el 60% del importe final por el cual se vende la energía generada.

El generador de vapor es el componente de mayor tamaño en la central después de la torre de refrigeración. El edificio donde se aloja puede llegar a tener más de 100m de altura, y su tamaño depende del tipo de carbón que se desea quemar. La caldera está suspendida del techo del edificio, para permitir que se dilate hacia abajo al calentarse.

Las limitaciones de los generadores de vapor se encuentran principalmente en las temperaturas de funcionamiento del mismo. A medida que se aumenta la temperatura del sobrecalentador, se necesitan materiales capaces de soportar dichas temperaturas, resultando más caros de construir y mantener los equipos finales. Hoy día, las temperaturas máximas que se han conseguido en generadores comerciales rondan los 650 °C en calderas supercríticas.

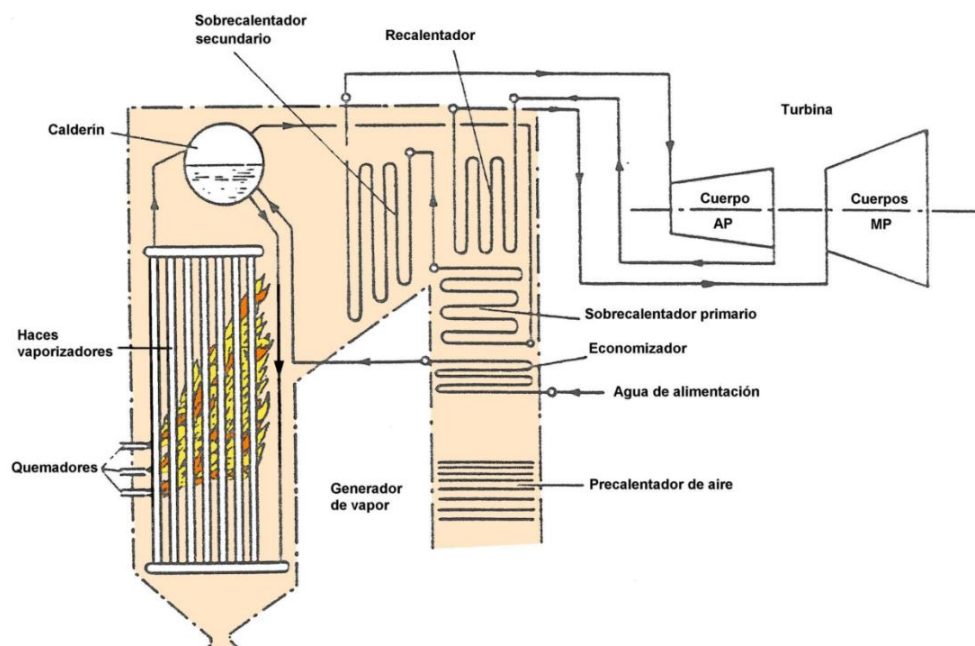


Figura 4. Esquema simplificado de una caldera subcrítica. Fuente: [10]

La caldera cuenta con los siguientes componentes, vistos según el flujo de gases de escape:

- Quemador de carbón. Recibe el carbón en polvo y lo mezcla eficientemente con el aire de alimentación para generar la llama. Pulverizar el carbón aumenta el área de contacto de las partículas del mismo con el aire, mejorando la calidad y la temperatura de la combustión. Existen distintas tecnologías que garantizan la mezcla del carbón con el aire de manera eficiente, siendo un ejemplo típico los quemadores de tipo “swirl”, que hacen girar la corriente sobre su propio eje.
- Tubos de agua y vapor (vaporizadores, sobrecalentador, recalentador, economizador).

- Precalentador de aire. Colocado al final del conducto de escape de la caldera, recupera calor residual de los gases de escape y lo utiliza para calentar el aire de alimentación. Calentar el aire de entrada supone una menor carga térmica para la caldera. Determina la temperatura de salida de los gases de escape, que no debe ser inferior a los 150°C para evitar la condensación de ácidos corrosivos en las placas metálicas del precalentador.

El agua de alimentación hace el siguiente recorrido, desde la entrada procedente del tren de calentadores hasta la salida hacia las turbinas:

- Economizador. Haz de tubos situado al final del flujo de gases de escape, eleva la temperatura del agua líquida desde la temperatura de entrada hasta aproximadamente la temperatura de evaporación. El intercambio de calor entre los gases y los tubos se produce por convección.
- Calderín (no presente en las calderas supercríticas). Dispositivo que actúa como tanque de reserva y controlador de carga de la caldera. Proporciona suficiente agua de alimentación para que no se sequen las paredes de los tubos del haz de vaporizadores, lo cual supondría que alcanzaran la temperatura de fusión. Separa el agua del vapor a la salida del haz de vaporizadores. Regulando la presión del calderín, se puede regular la carga de la caldera. Eliminar el calderín es ventajoso, puesto que al ser un equipo que debe soportar altas presiones, suele tener costes elevados. Por ésta razón, el diseño de las calderas supercríticas se considera superior al de calderas subcríticas.
- Haces vaporizadores. Situados en las paredes del hogar de la caldera, intercambian calor con los gases de combustión por radiación. En las calderas subcríticas, se evapora el agua de alimentación a títulos de entre el 10 y el 20 % (en los haces mayormente hay agua líquida, con solo una parte siendo vapor). En estas calderas el calderín separa el vapor del agua líquida. En las calderas supercríticas, el agua pasa de líquido a vapor de manera instantánea (vaporización “flash”), debido a las elevadas presiones a las cuales se introduce el vapor en los haces (por encima de 220 bar).
- Sobrecalentador. Haces de tubos que atraviesa el vapor antes de dirigirse a la turbina. Elevan la temperatura del vapor a temperaturas de entre 520 y 550 °C en calderas subcríticas, y a unos 620 °C en supercríticas. El intercambio de calor se produce principalmente por convección.
- Recalentador. Recibe el vapor al salir de la turbina de alta presión y vuelve a elevar su temperatura hasta la temperatura de salida del sobrecalentador. La transferencia de calor está dominada por convección.

En la **Figura 5** se presenta un esquema de una caldera real. Obsérvese el tamaño de una persona en la esquina inferior izquierda. En el esquema se pueden observar los pulverizadores de carbón (mitad inferior izquierda), el SCR (Selective Catalytic Reduction) que elimina el NO_x de los gases de combustión, el precalentador de aire (Trisector Air Heater) en la esquina inferior derecha, y los componentes de calentamiento de agua en la sección superior.

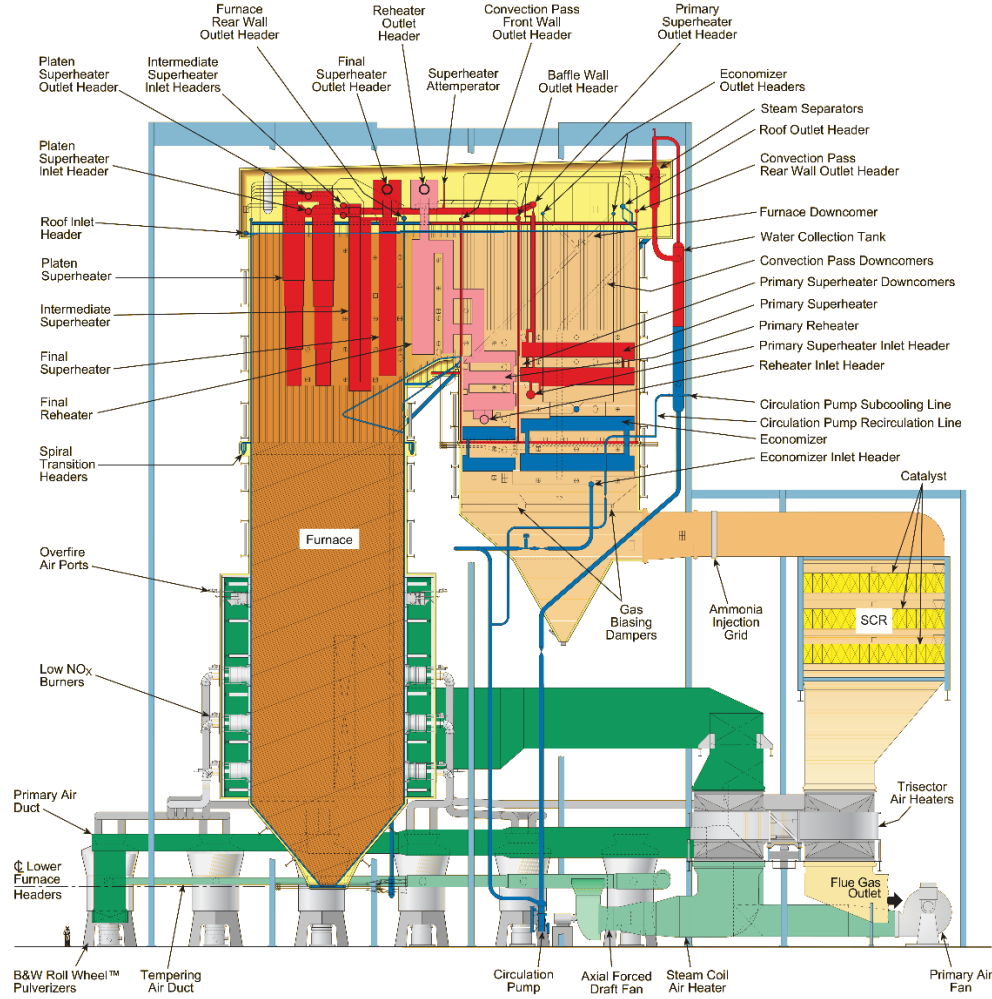


Figura 5. Esquema detallado de una caldera supercrítica. Fuente: Babcock & Wilcox.

El generador de vapor tiene una gran influencia en el rendimiento de la central. Dado que su rendimiento se define como

$$\eta_{cal} = \frac{Q_{caldera}}{Q_{carbón}} \quad \text{con} \quad Q_{carbón} = \dot{m}_{carbón} \cdot PCI$$

Donde $Q_{caldera}$ es el calor transferido al agua de alimentación y $Q_{carbón}$ la cantidad de combustible consumido. Dado que el rendimiento de la central es

$$\eta_{ciclo} = \frac{W_{turbina}}{Q_{caldera}} = \eta_{cal} \cdot \frac{W_{turbina}}{Q_{generado}}$$

El rendimiento de la caldera tiene un enorme peso por tanto en el rendimiento global de la central térmica. Si el rendimiento se considera como variable de decisión para el algoritmo genético, cabe esperar que el algoritmo siempre seleccione la caldera de mayor rendimiento. Sin embargo, debido a la formulación de la ecuación del coste de la caldera, a partir de un cierto de rendimiento de referencia que se detalla más adelante el coste se dispara. A raíz de este aumento del coste de la caldera, el coste de la electricidad entra en conflicto con el rendimiento termodinámico de la central, equilibrándose ambas funciones objetivo.

El calor transferido al agua de alimentación se calcula utilizando la siguiente expresión:

$$Q_{generado} = \dot{m}_{FW} \cdot (h_{out,SUPhtr} - h_{in,ECO}) + \dot{m}_{REhtr} \cdot (h_{out,REhtr} - h_{in,REhtr})$$

Siendo:

- \dot{m}_{FW} el flujo másico de agua de alimentación en kg/s
- $h_{out,SUPhtr}$ la entalpía del vapor a la salida del sobrecalentador (super heater) en J/kg
- $h_{in,ECO}$ la entalpía del agua a la entrada del economizador en J/kg
- \dot{m}_{REhtr} el flujo másico de vapor a la entrada del recalentador (Reheater) en kg/s
- $h_{out,REhtr}$ la entalpía del vapor a la salida del recalentador en J/kg
- $h_{in,REhtr}$ la entalpía del agua a la entrada del recalentador en J/kg

Las entalpías están determinadas por la presión y la temperatura en cada uno de los puntos donde se calculan. El rendimiento de la central se puede calcular con este resultado y la potencia generada en la turbina, y usando el rendimiento de la caldera que es dato del programa.

El proceso de cálculo implementado en el programa también incluye en el rendimiento global de la central la energía eléctrica consumida por las bombas del ciclo, aunque su influencia es insignificante frente al calor consumido por la caldera (del orden de mil veces menos).

El coste de la caldera se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$C_{cal} = 215679 \cdot F_M \cdot F_\eta \cdot F_T \cdot F_P \cdot F_{SHRH}$$

$$F_M = e^{0.7718795 \cdot \ln(\dot{m}_{SH})}$$

$$F_\eta = 1 + \left(\frac{1 - \eta_{ref}}{1 - \eta_{cal}} \right)^7 \quad \text{con } \eta_{ref} = 0.95$$

$$F_T = 1 + 5 \cdot e^{\frac{T_{out,SH} - T_{ref}}{75}} \quad \text{con } T_{ref} = 850 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$F_P = e^{0.0014110546 \cdot \frac{P_{SH}}{10}}$$

$$F_{SHRH} = 1 + \frac{T_{out,SH} - T_{in,SH}}{T_{out,SH}} + \frac{\dot{m}_{RH}}{\dot{m}_{SH}} \cdot \frac{T_{out,RH} - T_{in,RH}}{T_{out,RH}}$$

Siendo SH el sobrecalentador y RH el recalentador. El resultado es el coste de la caldera en dólares.

Esta ecuación de coste de la caldera fue concebida para calcular el coste de una caldera supercrítica, y ha sido extrapolada a este proyecto para calcular el coste de una caldera subcrítica. Dado que el objetivo del programa no es dar una estimación precisa del coste de la central (lo cual es muy difícil) sino obtener una configuración óptima de la misma, lo que la función de coste de la caldera debe hacer es representar de manera adecuada la variación del coste de la misma al modificar los distintos parámetros (como las temperaturas de entrada y salida o la presión máxima). La ecuación de coste utilizada cumple este propósito perfectamente.

Los rangos de validez de esta ecuación se obtienen estudiando los dos parámetros que comparan contra una referencia, en este caso el de rendimiento y el de temperatura de sobrecalentador.

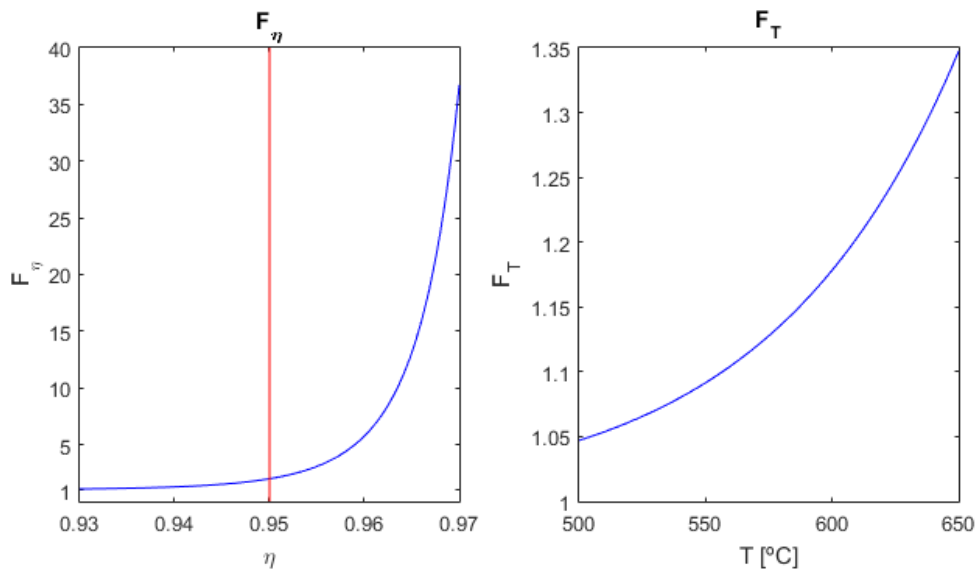


Figura 6. Variación de parámetros de rendimiento y temperatura.

Se puede observar en las gráficas que el factor F_{η} adquiere valores muy elevados, aumentando enormemente la magnitud del coste de la caldera, a partir de aproximadamente un rendimiento del 96%. Es de esperar por tanto que el algoritmo genético encuentre un punto de equilibrio en torno al 95%. La temperatura presenta variaciones mucho menores en el rango de temperaturas que es posible encontrar en las centrales térmicas actuales.

Respecto al rango de validez de la presión, dado que la ecuación se formuló para calcular calderas supercríticas, puede ser usada hasta presiones de aproximadamente 350 bar. El rango de temperaturas válido también toma como máximo la temperatura de una caldera supercrítica, en torno a 620 °C.

2.2.2. Turbinas

La turbina cumple la función de convertir la energía cinética del vapor en energía mecánica. En las centrales térmicas de carbón modernas, la turbina está dividida en tres grupos (alta presión, presión intermedia, y baja presión). Las turbinas de media y baja presión suelen ser de “doble flujo”, es decir, que el vapor es dividido en dos flujos másicos iguales que atraviesan dos turbinas simétricas.

La carcasa del equipo cuenta con conexiones a través de las cuales es posible realizar extracciones de vapor entre la entrada y la salida de la turbina. Estas extracciones conducen a los calentadores del ciclo, y en la mayoría de las centrales también se alimenta la bomba de agua de alimentación con una extracción de vapor.

Al igual que en la caldera, las altas temperaturas de funcionamiento de la turbina de alta presión y de la turbina de media (tras el recalentamiento) condicionan el precio final de la turbina debido al coste de los materiales. Además, la condensación que se produce en los últimos escalones de

la turbina de baja presión puede dar problemas debido al impacto de las gotas de condensado contra los álabes.

En la figura 7 se detalla la construcción de una turbina de vapor. La turbina de la figura dispone de una turbina de baja presión de doble flujo. Debajo de la carcasa de la turbina de baja presión se instala el condensador de la central, recogiendo el vapor directamente de la salida de la turbina de baja presión.

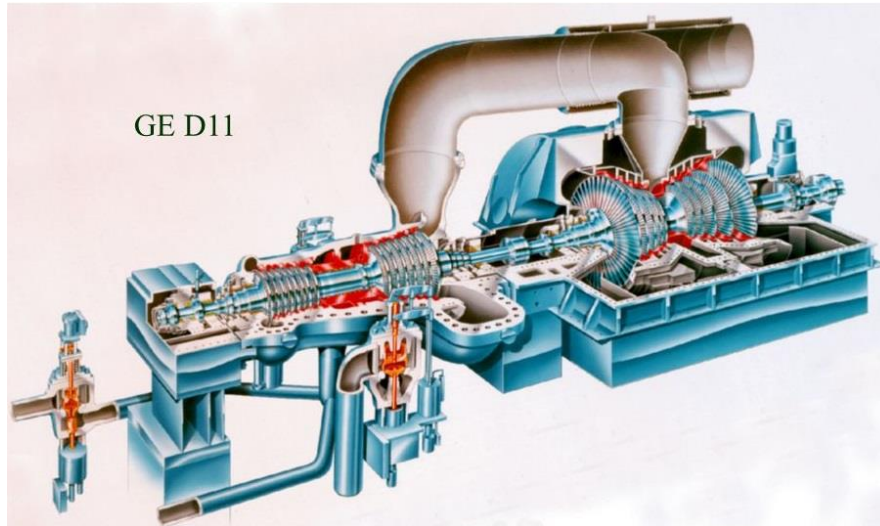


Figura 7. Turbina de vapor General Electric D11.

En el problema a estudiar, los siguientes parámetros están determinados como datos del problema (ya sea como valores fijos o rangos del algoritmo genético):

- Presiones de entrada y salida en cada etapa de la turbina.
- Rendimiento isentrópico de cada etapa.
- Temperatura de entrada a la turbina de alta presión (sobrecalentamiento), temperatura de entrada a la turbina de media presión (recalentamiento), y temperatura de salida de la turbina de baja presión (temperatura del condensador).

Entre cada extracción de vapor, la turbina se considera como un módulo individual, con su propio rendimiento isentrópico. Por tanto, se divide cada turbina en secciones divididas por las extracciones que tiene conectadas. Por ejemplo, en el diagrama de la **Figura 3**, se divide la turbina en 5 secciones, y cada sección tiene un rendimiento isentrópico diferente.

Es importante notar que en las turbinas de vapor, el rendimiento isentrópico no es igual para toda la turbina. Mientras que los escalones de alta presión pueden tener rendimientos isentrópicos del 95% o más, los escalones de baja presión rondan el 75 – 80%. Esto se debe a la presencia de condensación a baja presión y a la variación de las propiedades del vapor, y también al mayor tamaño de las secciones de baja presión.

Dado que a la entrada de la turbina de alta presión se dispone de toda la información necesaria para el cálculo de las condiciones de entrada y salida (presión y temperatura de entrada, y rendimiento isentrópico de la etapa), el proceso de cálculo consistirá en avanzar desde la turbina de alta presión hasta la turbina de baja presión calculando las condiciones de salida del escalón.

El flujo másico no es necesario para el cálculo de las condiciones de salida, solo se utiliza una vez se ha obtenido el flujo másico en cada extracción hacia el tren de calentadores para obtener el trabajo extraído en cada etapa.

Partiendo de las condiciones de entrada (presión y temperatura) se puede calcular la entalpía de entrada y la entropía de entrada utilizando las funciones de cálculo de propiedades (apéndice 1).

Utilizando la definición de rendimiento isentrópico:

$$\eta_{isen} = \frac{h_{in} - h_{out,R}}{h_{in} - h_{out,S}}$$

Donde $h_{out,R}$ es la entalpía de salida real y $h_{out,S}$ es la entalpía de salida del proceso isentrópico. Para calcular la entalpía de salida del proceso isentrópico, se calcula la entropía a la entrada, que será igual a la de salida isentrópica. Con este resultado se puede obtener la entalpía de salida isentrópica, y despejar de la ecuación anterior la entalpía de salida real.

Una vez se tiene la entalpía de salida real se puede calcular la temperatura de salida real y el título de salida. El cálculo es sencillo utilizando las funciones proporcionadas en el Apéndice 1 para calcular temperatura y título en función de presión y entalpía.

Es importante mencionar que en la turbina de baja presión, el vapor no necesariamente está fuera de la campana de cambio de fase. Como se puede observar en el siguiente diagrama T-s, la salida de las últimas dos etapas se encuentran dentro de la campana de cambio de fase por lo cual están en condiciones de condensación. Nótese también el rendimiento isentrópico decreciente a medida que baja la presión de salida, observable por la inclinación creciente de las líneas de bajada de presión.

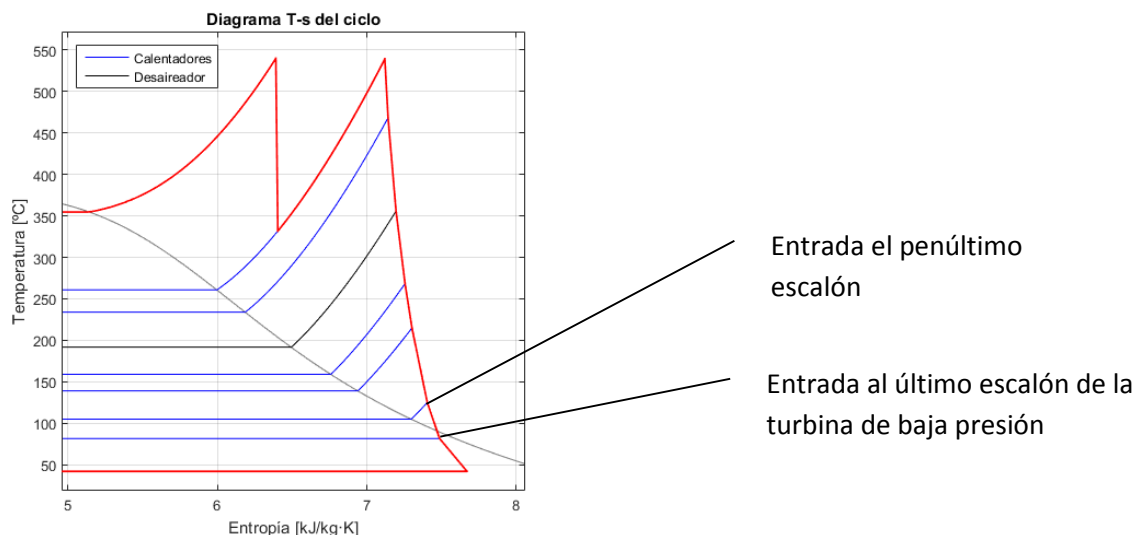


Figura 8. Diagrama T-s de una turbina de vapor de una central subcrítica.

Con estos resultados, se puede avanzar a la siguiente etapa de la turbina y repetir el cálculo, llegando de esta manera a la última etapa de la turbina. Una vez se han obtenido los flujos

másicos de cada extracción (proceso detallado en la sección dedicada al tren de calentadores, **2.3**), es posible calcular la potencia generada por la etapa con la fórmula:

$$W_{tur} = \dot{m}_{vapor} \cdot (h_{in} - h_{out})$$

Y la potencia generada por la central será la suma de la potencia generada por cada turbina calculada.

El coste de cada turbina se puede calcular utilizando la siguiente fórmula, cuyo resultado es el coste del equipo en dólares:

$$C_{tur} = 980.088 \cdot F_T \cdot F_\eta \cdot W_{tur}^{0.7} \quad \text{con } W \text{ [kW]}$$

$$F_T = 1 + 5 \cdot e^{\frac{T_{in}-T_{ref}}{10.42}} \quad \text{con } T_{ref} = 866 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$F_\eta = 1 + \left(\frac{1 - \eta_{ref}}{1 - \eta_{tur}} \right)^3$$

$$\eta_{ref} = \begin{cases} 0.97 & \text{para turbinas de alta presión } (P_{in} > 80 \text{ bar}) \\ 0.85 & \text{para turbinas de media y baja presión } (P_{in} < 80 \text{ bar}) \end{cases}$$

El rendimiento η_{tur} de la turbina es el rendimiento isentrópico de la misma. El valor de referencia proporcionado en **[1]** se ha ajustado usando los valores proporcionados **[8]**. Debido al uso de valores de referencia, conviene estudiar el rango de validez de las ecuaciones:

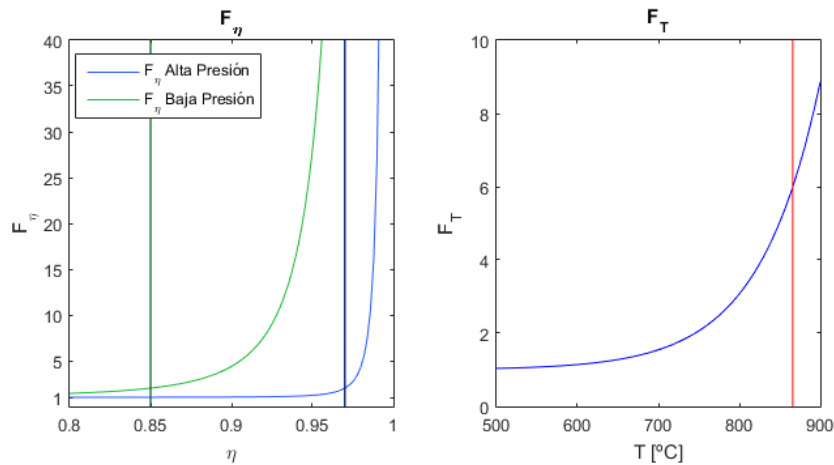


Figura 9. Valores de los parámetros de coste de la turbina en torno a los valores de referencia.

Se puede observar en las ecuaciones de coste y en la **Figura 9** que:

- Se producen sobrecostos significativos para valores del rendimiento superiores al 98% en la turbina de alta presión
- Sucede lo mismo a partir del 90% para las turbinas de media y baja presión

Por lo tanto, se puede considerar un rango de validez de entre el 90 al 98% de rendimiento isentrópico para la ecuación de coste de la turbina de alta presión, y entre el 75 al 90% para las turbinas de media y baja presión. Esto da lugar a que durante el proceso de optimización, el

rendimiento óptimo sea menor al máximo posible dentro de un rango si el valor máximo del rango es lo bastante alto.

El parámetro que varía con la temperatura de entrada no modifica significativamente el coste hasta temperaturas de entrada de aproximadamente 750°C. La temperatura de entrada se debe introducir en °C según [1].

2.2.3. Condensador

En el condensador de una central térmica, el vapor procedente de las turbinas de baja presión pasa a estado líquido para volver a iniciar el ciclo. Físicamente, es una caja o cilindro situado debajo de la turbina de baja presión. Tras salir de la turbina, el vapor atraviesa el exterior de una matriz de tubos, por el interior de los cuales circula el agua de refrigeración (procedente de la torre de refrigeración).

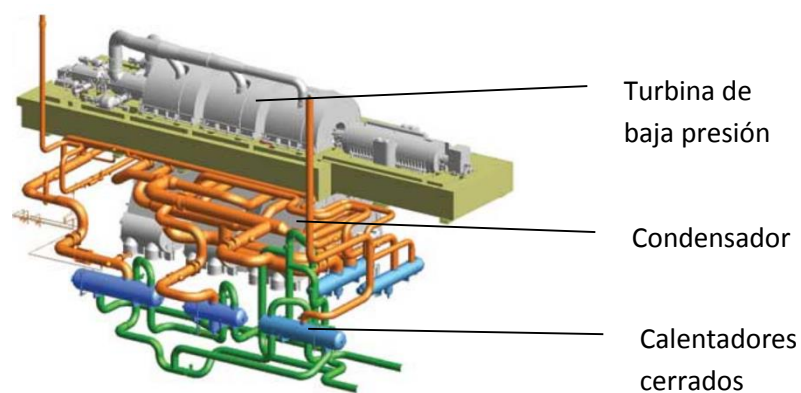


Figura 10. Situación del condensador en la central térmica.

En la **Figura 10** se puede observar la posición del condensador debajo de las turbinas de baja presión. En centrales térmicas reales, el primer calentador del circuito de agua de alimentación puede encontrarse dentro de la carcasa del condensador, con el propósito de mejorar la eficiencia térmica de la central. Este tipo de disposición se puede observar en la figura 11.

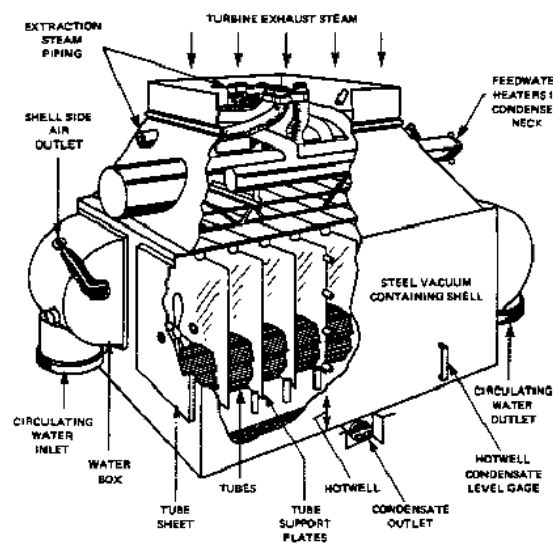


Figura 11. Condensador con calentador cerrado incorporado.

Sin embargo, el cambio de posición de este primer calentador no afecta al cálculo del mismo, pudiéndose usar el mismo método de cálculo que con el resto de calentadores.

La temperatura de condensación del vapor dentro del condensador influye en el rendimiento del ciclo. Cuanto más baja sea, mayor será la energía que la turbina de baja presión extraerá del vapor, generando más potencia el ciclo. En condiciones de operación reales, la temperatura está limitada por el circuito de refrigeración y la diferencia de temperatura superior del condensador (pinch point del condensador).

Durante la resolución del problema, el único dato de entrada sobre el condensador es la temperatura de condensación del vapor. Dicha temperatura determina la presión de operación del condensador. Se asume que la salida del condensador es líquido saturado.

El coste del condensador en dólares se determina utilizando la siguiente fórmula:

$$C_{cond} = 46.497 \cdot \frac{Q_{cond}}{2200 \cdot \Delta T_{log}} + 123.5 \cdot \dot{m}_{cw} + 11.67 \cdot Q_{cond} \cdot (-0.6936 \cdot \ln(T_{cw,a} - T_{ref}) + 2.1898)$$

En esta fórmula, Q_{cond} es el calor intercambiado entre el vapor del ciclo en kW y el agua de refrigeración. ΔT_{log} es la temperatura logarítmica media del condensador, definida como

$$\Delta T_{log} = \frac{(T_{con} - T_{cw,out}) - (T_{con} - T_{cw,in})}{\ln\left(\frac{T_{con} - T_{cw,out}}{T_{con} - T_{cw,in}}\right)}$$

El prefijo “cw” significa agua de refrigeración (cooling water). El término \dot{m}_{cw} es el flujo másico de agua de refrigeración, y $T_{cw,a}$ es la temperatura termodinámica media del agua de refrigeración, cuya definición es

$$T_{cw,a} = \frac{h_{cw,out} - h_{cw,in}}{s_{cw,out} - s_{cw,in}}$$

Siendo h y s la entalpía y la entropía, respectivamente. La temperatura de referencia T_{ref} vale 15 °C. Para calcular tanto el flujo másico de agua de refrigeración como la temperatura termodinámica media, resulta necesario fijar una temperatura ambiente (que se asume será aproximadamente la temperatura de entrada del agua de refrigeración al condensador), y una diferencia de temperatura superior (con la cual se podrá obtener la temperatura de salida).

Teniendo estos datos, se puede obtener que

$$T_{cw,out} = T_{con} - TTD_{con}$$

Donde TTD_{con} es la diferencia de temperatura superior del condensador o pinch point. Con estos valores, se puede calcular el flujo másico de agua de refrigeración utilizando

$$\dot{m}_{cw} = \frac{Q_{cond}}{cp_{cw} \cdot (T_{cw,out} - T_{cw,in})}$$

Durante el proceso de cálculo del ciclo termodinámico, se fijan los siguientes valores. No son accesibles al usuario debido a que no aportan información a la optimización del tren de calentadores, y solo modifican ligeramente el coste del condensador.

$$TTD_{con} = 2$$

$$T_{cw,in} = T_{atm} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$P_{cw} = 1\text{ bar}$$

El coste del condensador varía con la temperatura de condensación de forma casi lineal, como se observa en la **Figura 12**.

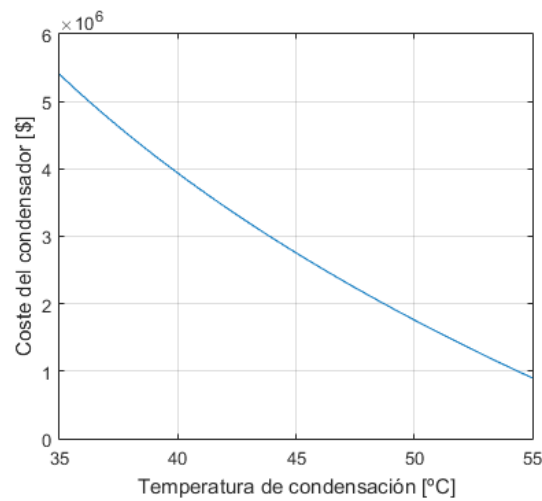


Figura 12. Coste del condensador en función de la temperatura de condensación.

El coste disminuye al aumentar la temperatura de condensación puesto que, al estar disponible un salto térmico mayor, el flujo másico de refrigerante disminuye. Si el flujo másico de refrigerante es menor, el número de tubos necesarios y el tamaño de las instalaciones disminuye considerablemente, bajando el coste.

2.2.4. Bombas

El ciclo necesita dos estaciones de bombeo para operar. La primera es la encargada de bombear el líquido saturado que sale del condensador. En las centrales térmicas reales, se dispone de varias bombas de condensando operando en paralelo. Debido al bajo salto de presión que deben suministrar (elevan la presión hasta la presión del desaireador), generalmente no tienen un consumo de energía elevado que afecte significativamente al rendimiento del ciclo, lo cual permite que sean bombas eléctricas.

La bomba de agua de alimentación, situada a la salida del desaireador, debe dar un gran salto de presión (presión de la caldera). Por lo tanto su consumo de energía es mucho más elevado que el de la bomba de condensado. Es común que la bomba de alimentación esté impulsada por una extracción de vapor de la turbina, mejorando la eficiencia del ciclo ligeramente al evitar la conversión a energía eléctrica que hubiera sido necesaria si se hubiera usado una bomba eléctrica. Siempre se dispone en estos casos de una bomba de apoyo alimentada por electricidad, en caso de que falle la bomba principal. En este proyecto se modeliza como bomba

eléctrica para simplificar el cálculo. No afecta significativamente al rendimiento de la central esta simplificación.

Durante el cálculo del ciclo, se utiliza el rendimiento isentrópico de ambas bombas para obtener las condiciones del agua a la salida de la bomba. En ambos casos se asume la hipótesis de líquido saturado a la entrada, por lo cual el cálculo es igual para ambas bombas. Partiendo de la definición de rendimiento isentrópico:

$$\eta_{isen} = \frac{h_{in} - h_{out,R}}{h_{in} - h_{out,S}}$$

Si se tiene la entalpía de entrada, se puede calcular la entropía de entrada, que será igual a la de salida para el proceso reversible. Es posible por tanto obtener la entalpía de salida del proceso reversible, puesto que conocemos su entropía y la presión a la salida. Con estos datos se puede obtener la entalpía a la salida, a partir de la cual se obtiene la temperatura de salida. La energía consumida por la bomba se puede calcular conocida la entalpía de salida:

$$W_{pump} = \dot{m}_w \cdot (h_{in} - h_{out})$$

La potencia de la bomba se tiene en cuenta en el cómputo del rendimiento del ciclo, donde va sumada en el dividendo (sumada a la potencia consumida por la caldera). Podría despreciarse sin detrimento de la precisión del cálculo, puesto que es del orden de 100 veces menos que el consumo de la caldera.

El coste de cada bomba se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$C_B = 578 \cdot W_B^{0.71} \cdot F_\eta$$

$$F_\eta = \left[1 + \left(\frac{1 - \eta_{s,r}}{1 - \eta_s} \right)^3 \right] \text{ con } \eta_{s,r} = 0.808$$

Donde W_B es el consumo de energía de la bomba, y η_s es el rendimiento isentrópico de la misma. La variación del coste de la bomba a medida que aumenta el rendimiento isentrópico del equipo se puede estudiar con el gráfico de la **Figura 13**, en el cual se analiza la variación del parámetro F_η al aumentar el rendimiento de la bomba.

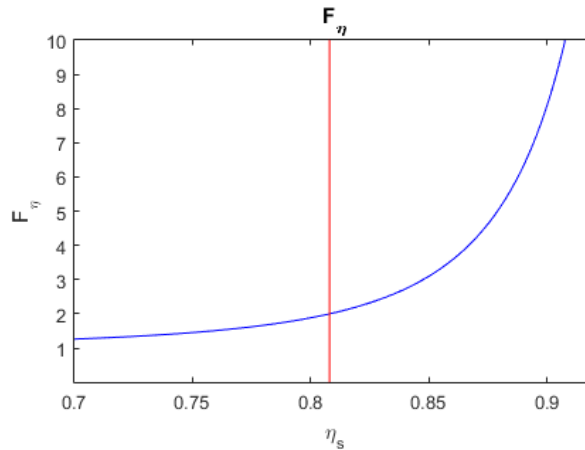


Figura 13. Variación del coste de la bomba con el parámetro F_η .

Se puede observar que a partir de un rendimiento de más del 90%, el coste de la bomba podría volverse prohibitivo. Por lo tanto, el rango de validez de la ecuación es entre el 70 al 90% de rendimiento isentrópico.

2.2.5. Generador

El generador es el equipo que convierte la energía mecánica de la turbina en energía eléctrica. Durante el proceso de cálculo del ciclo, solo interviene durante el cómputo del coste de los equipos. La energía generada por el ciclo se mide en este proyecto como la energía total generada por las turbinas, antes de ser convertida a energía eléctrica, por lo cual ningún parámetro sobre el generador es necesario.

El coste del generador en dólares se calcula utilizando la siguiente fórmula, siendo W la electricidad generada. Se calcula utilizando un rendimiento del generador fijo del 95%.

$$C_{gen} = 31.758 \cdot W^{0.95}$$

2.2.6. Torre de refrigeración

En una central térmica, refrigerar el condensador requiere un enorme caudal de refrigerador. Esto es debido a que el salto térmico disponible es pequeño, puesto que la temperatura de condensación es del orden de 40°C. Con una temperatura ambiente de 20°C tan solo se dispone de aproximadamente 20 °C de diferencia, por lo el flujo másico necesario de refrigerante es grande. Se utiliza agua como refrigerante, en caudales que pueden alcanzar los 1500 kg/s de agua o más.

Para refrigerar el caudal de agua refrigerante al salir del condensador, se utilizan torres húmedas de tiro natural. Estas torres utilizan la evaporación que se produce de manera natural al dispersar el agua en la atmósfera, lo cual baja su temperatura. Mediante la atomización del agua y un empaquetamiento, se aumenta el área de contacto con el aire. Uniendo esta evaporación con un flujo de aire hacia arriba (inducido por la diferencia de altura entre la base de la torre y su punto más alto) se logra enfriar un gran caudal de agua sin utilizar más maquinaria que las bombas necesarias para impulsar el agua.

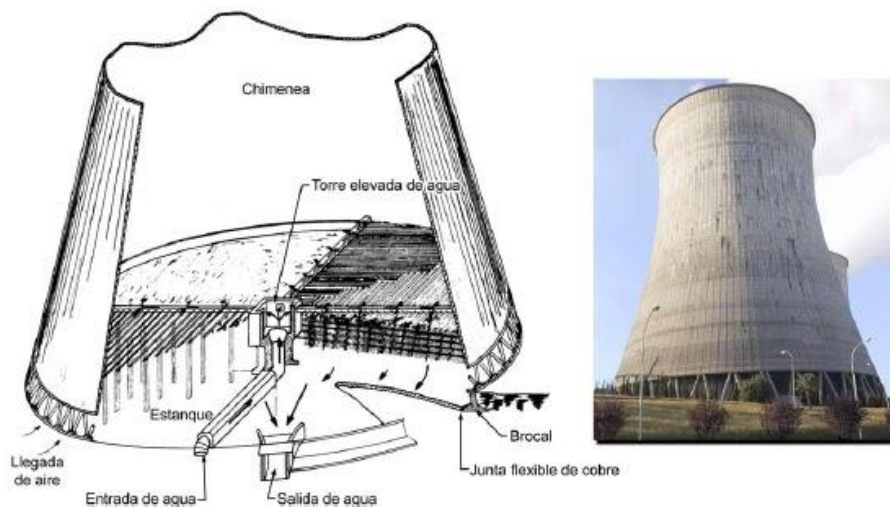


Figura 14. Torre de refrigeración de tiro natural.

En este proyecto, la torre de refrigeración no es motivo de estudio. Su coste no es calculado puesto que el sistema de refrigeración del condensador sería idéntico para todas las configuraciones del tren de calentadores que se podrían calcular en una ejecución. Esto se debe a que su tamaño y coste depende de la potencia que debe refrigerar, que varía de manera despreciable entre configuraciones, aun variando la temperatura del condensador. Por lo tanto, no resulta útil para la comparación.

2.3. Tren de calentadores

Se estudia a continuación el diseño y funcionamiento del tren de calentadores, así como el proceso de cálculo y dimensionamiento. El proceso de dimensionamiento de los calentadores se describe en detalle en [2] y en [4].

2.3.1. Estructura y componentes

El tren de calentadores está compuesto por calentadores cerrados y un calentador abierto. Los calentadores cerrados pueden ser de alta presión o de baja presión. El calentador abierto está colocado entre los calentadores de baja presión y los de alta presión. En la **Figura 15** se representa un tren de calentadores con dos calentadores cerrados de alta presión y cuatro calentadores cerrados de baja presión.

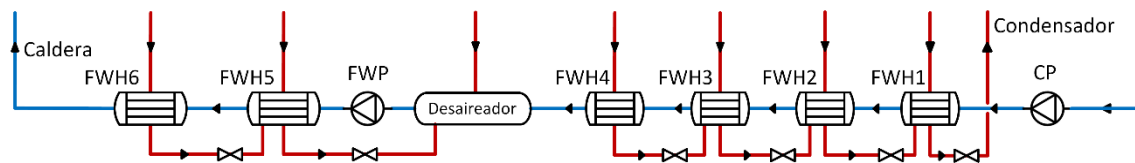


Figura 15. Tren de calentadores.

En la **Figura 15**, las abreviaturas tienen los siguientes significados:

- FWH (Feedwater Heater): Calentador cerrado
- FWP (Feedwater Pump): Bomba de agua de alimentación
- CP (Condensate Pump): Bomba de condensado

Los calentadores cerrados de alta presión en la **Figura 15** son los calentadores 5 y 6, mientras que los de baja son los calentadores 1, 2, 3 y 4.

En el tren de calentadores, el agua de ciclo recorre desde el condensador hasta el último calentador (línea azul). El vapor procedente de las extracciones (línea roja) sale del calentador condensado, pasando al siguiente calentador en un “drainback” o drenaje hacia atrás. Los drenajes conducen al desaireador en los calentadores de alta presión y al condensador en los calentadores de baja presión. Puesto que al salir el condensado de un calentador está todavía a la presión de la extracción, y el calentador siguiente tiene una presión menor, se debe colocar una válvula de expansión para igualar las presiones. Si no hubiera válvula de expansión podrían producirse surtidores entre los calentadores.

En la **Figura 16** se representa la evolución de la temperatura del agua de ciclo a medida que recorre el tren de calentadores.

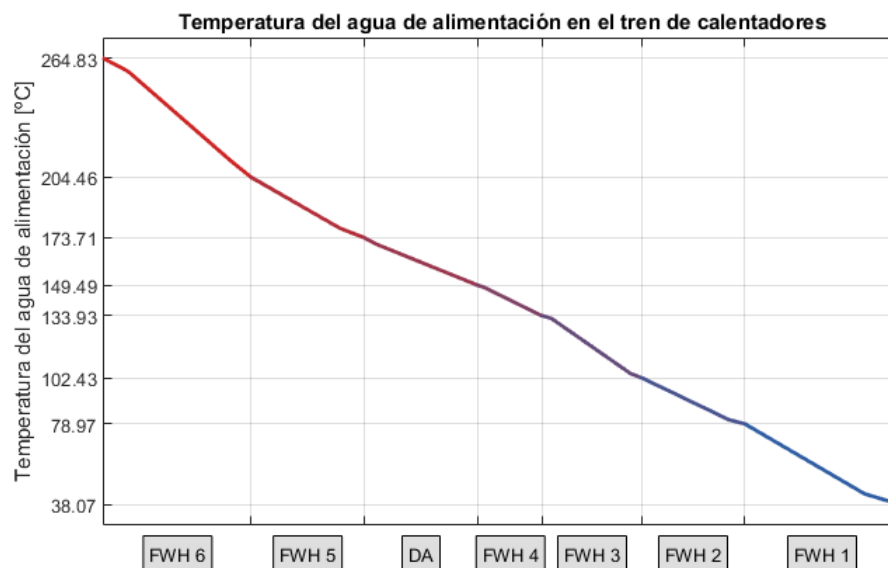


Figura 16. Temperatura en el tren de calentadores.

El calentador de baja presión número 1 puede estar colocado dentro del condensador y dividido en varios calentadores, cada uno operando una fracción del flujo másico total. Esta configuración no afecta al proceso de cálculo de los parámetros termodinámicos del calentador. Sí afecta a las dimensiones calculadas del calentador 1, que pasaría a estar formado por varios calentadores más pequeños.

2.3.2. Influencia en el rendimiento termodinámico del ciclo

La instalación del tren de calentadores modifica el rendimiento termodinámico del ciclo a través de dos mecanismos:

- Aumento de la temperatura de entrada a la caldera. Disminuye la carga térmica de la caldera, por lo cual se consume menos combustible, mejorando el rendimiento. La temperatura alcanzada depende de la presión de la extracción y el TTD del calentador.
- Disminución de la potencia generada por la turbina. Al realizar extracciones de la turbina, se dispone de menor flujo másico del cual extraer trabajo, por lo cual disminuye la potencia generada y el rendimiento del ciclo. Para generar la misma potencia que sin el tren de calentadores, se aumenta el flujo másico global.

Se puede observar, por tanto, que el tren de calentadores puede tanto mejorar como empeorar el rendimiento termodinámico del ciclo. Existirá un punto de equilibrio en el cual se caliente lo suficiente el agua como para mejorar el rendimiento del ciclo pero no se extraiga el suficiente vapor como para disminuir significativamente el rendimiento del ciclo.

Desde el punto de vista del coste económico de la central, los calentadores son componentes de bajo coste, que solo contribuyen a entre un 3 al 5% del coste total. Pero afectan al coste total a través del rendimiento termodinámico, dado que el combustible consumido es función del rendimiento de la central. El coste del combustible supone usualmente entre el 40 y el 60% del coste total de la electricidad, por lo cual mejorar el rendimiento termodinámico supone grandes disminuciones del coste total de la electricidad.

2.3.3. Calentadores cerrados

2.3.3.1. Diseño del equipo. Parámetros principales. Alta y baja presión

El diseño de un calentador cerrado se basa principalmente en un intercambiador de calor tubo carcasa de dos pasos. En este tipo de intercambiadores, uno de los fluidos circula por el interior de una matriz de tubos, y el otro fluido circula entre la pared de los tubos y el interior de la carcasa. Se dice que el flujo es cruzado puesto que la entrada del vapor coincide con la salida del agua y viceversa.

En una central térmica, el agua de alimentación circula por el interior de los tubos y el vapor de extracción por la carcasa. Debido a que el vapor condensa dentro del intercambiador, este queda dividido en tres secciones, en función de en qué etapa se encuentra el vapor (vapor, condensando, líquido). El diseño de un FWH y sus secciones se representa en la **Figura 17**.

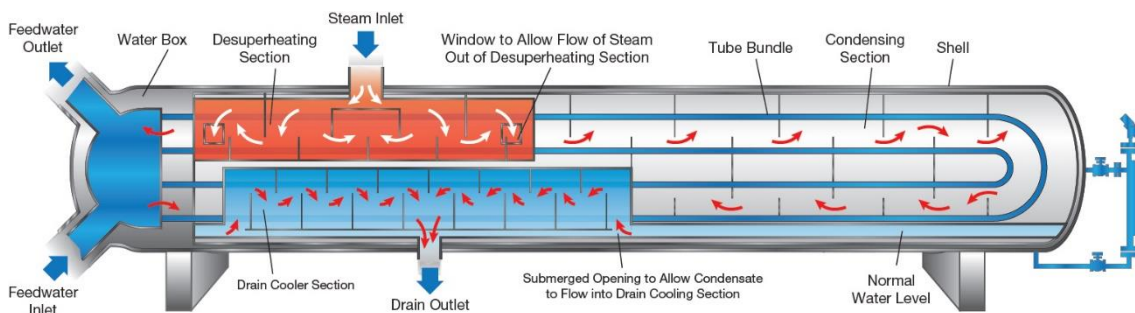


Figura 17. FWH cerrado. Fuente: [2]

El diseño de las tres secciones (desrecalentador o Desuperheater, condensador o condenser, y subenfriador o subcooler) se detalla en los siguientes apartados. Es necesario separar el cálculo y dimensionamiento del calentador en tres fases, empezando por el desrecalentador. Cada fase es equivalente al cálculo de un intercambiador de calor por separado, puesto que el proceso de transmisión de calor es distinto en el condensador respecto al desrecalentador y al subenfriador.

Los parámetros principales de operación de un FWH son:

- Presiones de entrada y salida de ambos fluidos
- Temperaturas de entrada y salida.
- TTD (Terminal Temperature Difference). Es la diferencia entre la temperatura de condensación del vapor de entrada y la temperatura de salida del agua de ciclo. Dado que durante el proceso de cálculo no se conoce inicialmente la temperatura de salida del agua de ciclo, es un parámetro muy importante, puesto que esta temperatura se puede obtener a partir de la presión del vapor de la extracción (a partir de la cual se obtiene la temperatura de condensación). Puede ser positivo o negativo en función de cuánta energía térmica tenga el vapor sobrecalentado procedente de la extracción.
- DCA (Drain Cooler Approach) es la diferencia entre la temperatura de salida del vapor y la de entrada del agua. Este parámetro sirve principalmente para garantizar que el fluido de la extracción sale condensado. Afecta poco al calor intercambiado en el FWH.
- Velocidad del agua de alimentación en el interior de los tubos. Determina el tamaño del calentador y la elección del material de los tubos.
- Parámetros geométricos (solo usados para el dimensionamiento).

Los parámetros TTD y DCA se representan en la **Figura 18**, que es un gráfico de temperaturas dentro del calentador. La línea roja representa la temperatura de la extracción, y la azul la temperatura del agua de ciclo. Obsérvese la interrupción en la línea del vapor de la extracción a la salida del desrecalentador, debida al comienzo de la condensación antes de salir de la sección de desrecalentamiento.

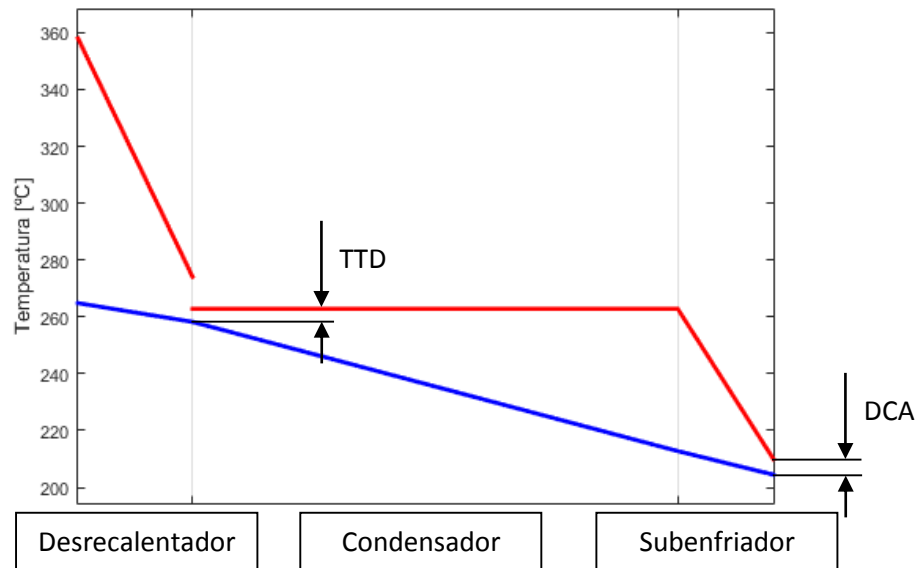


Figura 18. Temperaturas en un calentador cerrado de alta presión.

Puede observarse en la **Figura 18** que la sección en la cual se intercambia más calor es en el condensador, tal como era de esperar debido a la entalpía de cambio de fase del agua. El calor intercambiado por el condensador suele representar entre el 75 y el 90% del calor total intercambiado, dependiendo de la posición del calentador en el ciclo.

Por último, es necesario mencionar que existen diferencias entre la carcasa de un calentador de alta presión y la carcasa de uno de baja. En un calentador de baja presión, la carcasa puede tener las tapas planas (recuérdese que es de forma cilíndrica). En un calentador de alta presión sin embargo, las tapas de la carcasa tienen forma semiesférica y un mayor grosor de las paredes para soportar la presión de la extracción (en plantas supercríticas puede superar los 100 bares).



Figura 19. FWH construido por la empresa Alstom.

2.3.3.2. Desrecalentador. Flujo másico de vapor necesario.

El vapor procedente de la extracción llega al calentador a una temperatura superior a la temperatura de condensación. Para evitar que el vapor sobrecalentado erosione la sección de condensación al arrastrar gotas de condensado, se reduce la temperatura del vapor en el desrecalentador.

El vapor no sale del des-recalentador a temperatura de condensación, sino que se reduce su temperatura hasta la temperatura a la cual se empieza a producir condensación en la superficie de los tubos. Esta temperatura es mayor que la temperatura de saturación, por lo cual se observa una discontinuidad en la **Figura 18**.

Tanto el desrecalentador como el subenfriador cuentan con baffles que guían el flujo a través de la sección (**Figura 17**). Los baffles no son necesarios en el condensador.

Para iniciar el proceso de cálculo, se necesita tener presiones y temperaturas de entrada y salida del calentador, además de los parámetros geométricos necesarios. Las temperaturas de salida del agua de ciclo y del condensado de la extracción se obtienen utilizando los parámetros TTD y DCA.

Para obtener el flujo másico de vapor de la extracción en un calentador cerrado, se debe partir del balance de energía del calentador. Se incluye la energía cedida por el drainback, asumiendo como conocida su temperatura, título y flujo másico.

$$Q_{extr} + Q_{DB} = Q_{FW}$$

Siendo Q_{extr} y Q_{DB} el calor cedido por la extracción y el drainback respectivamente, y Q_{FW} el calor absorbido por el agua de alimentación. Expandiendo los términos como producto de flujo másico multiplicado por variación de entalpía entre entrada y salida, despejando el flujo másico de vapor de extracción se obtiene que:

$$\dot{m}_{extr} = \frac{\dot{m}_{FW} \cdot (h_{FW,out} - h_{FW,in}) - \dot{m}_{DB} \cdot (h_{DB,in} - h_{DB,out})}{h_{extr,in} - h_{extr,out}}$$

Utilizando la librería de propiedades del agua proporcionada en el Apéndice 1, es sencillo calcular la entalpía en las entradas y salidas. La entalpía de salida del drainback es igual a la entalpía de salida del agua de alimentación.

Una vez se tiene el flujo másico de vapor de la extracción, se puede proceder a dimensionar el calentador. Se debe empezar por el número de tubos del calentador:

$$N_{tubos} = \frac{\dot{m}_{FW} \cdot Np}{v_{tubos} \cdot \pi \cdot \frac{D_{int}^2}{4}}$$

Siendo Np el número de pasos del calentador (2) y D_{int} el diámetro interior de los tubos. El diámetro de la carcasa se calcula utilizando la fórmula correspondiente a una distribución de tubos triangular (TLA=30°):

$$\frac{\pi}{4} D_{car}^2 = \frac{\sqrt{3} \cdot P_t^2 \cdot Nt}{2 \cdot CF}$$

$$D_{car} = \sqrt{\frac{2 \cdot \sqrt{3} \cdot P_t^2 \cdot Nt}{\pi \cdot CF}}$$

Con P_t siendo la distancia Pitch entre tubos (**Figura 20**. Distancia Pitch (P_t) entre tubos. Fuente: **[4]**.**Figura 20**) y CF una constante de valor 0.9 para intercambiadores con TLA=30°.

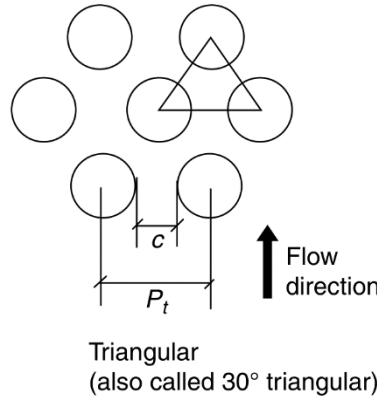


Figura 20. Distancia Pitch (P_t) entre tubos. Fuente: **[4]**.

Resulta necesario para el cálculo del intercambiador obtener el diámetro equivalente del mismo, y las secciones efectivas del desrecalentador y el subenfriador. Se pueden obtener con las siguientes definiciones:

$$D_{eq} = \frac{4 \cdot \left(\frac{\sqrt{3}}{2} \cdot P_t^2 - \pi \cdot \frac{D_{ext}^2}{4} \right)}{\pi \cdot D_{ext}}$$

$$S_{S,DSH} = \frac{D_{car} \cdot (P_t - D_{ext}) \cdot L_{baf,DSH}}{P_t}$$

$$S_{S,SUB} = \frac{D_{car} \cdot (P_t - D_{ext}) \cdot L_{baf,SUB}}{P_t}$$

En estas definiciones, D_{ext} es el diámetro exterior de los tubos. $S_{S,DSH}$ es la sección equivalente del desrecalentador (De-SuperHeater) y $S_{S,SUB}$ la del subenfriador (SubCooler). $L_{baf,DSH}$ y $L_{baf,SUB}$ son las distancias entre baffles del desrecalentador y del subenfriador, respectivamente.

Para calcular la longitud total de los tubos del desrecalentador, es necesario calcular primero la temperatura de salida del vapor de la sección. Dicha temperatura se puede calcular utilizando la siguiente expresión:

$$T_{s,DSH,out} = \frac{T_{sat} - \frac{U_{DSH}}{h_s} \cdot \left(T_{FW,out} - T_{s,in} \cdot \frac{m_s \cdot cp_s}{m_{FW} \cdot cp_{FW}} \right)}{1 - \frac{U_{DSH}}{h_s} \cdot \left(1 - \frac{m_s \cdot cp_s}{m_{FW} \cdot cp_{FW}} \right)}$$

Siendo U_{DSH} el coeficiente de transferencia de calor global de la sección, y h_s el coeficiente de convección del vapor. Esta expresión se puede obtener utilizando dos balances de energía. El primer balance es el de calor transferido entre los fluidos,

$$m_s \cdot cp_s \cdot (T_{s,in} - T_{s,DSH,out}) = m_{FW} \cdot cp_{FW} \cdot (T_{FW,out} - T_{FW,DSH,in})$$

El segundo balance se obtiene de igualar el flujo de calor entre la superficie de los tubos y el vapor cuando se está produciendo condensación al final del desrecalentador (que solo se ve afectado por el coeficiente de convección del exterior de los tubos), y el flujo de calor desde el interior del tubo hasta el vapor:

$$h_s \cdot (T_{s,DSH,out} - T_{sat}) = U_{DSH} \cdot (T_{s,DSH,out} - T_{FW,DSH,in})$$

Resolviendo el sistema de ecuaciones y despejando para $T_{s,DSH,out}$ se obtiene la expresión anterior.

Para obtener el coeficiente de transferencia global y el coeficiente de convección en el exterior de los tubos, se deben utilizar correlaciones de cálculo. Se han utilizado las siguientes correlaciones:

- Coeficiente de convección exterior:

$$h_s = \frac{Nu_s \cdot k_s}{D_{eq}}$$

$$Nu_s = 0.36 \cdot Re_s^{0.55} \cdot Pr_s^{1/3}$$

- Resistencia térmica del tubo:

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_{tubo}}$$

- Coeficiente de convección en el interior del tubo:

$$h_{FW} = \frac{Nu_{FW} \cdot k_{FW}}{D_{int}}$$

$$Nu_{FW} = 0.023 \cdot Re_{FW}^{0.8} \cdot Pr_{FW}^{1/3}$$

Expresando el coeficiente de transferencia global en función de la longitud de tubos, obtenemos que:

$$U_{DSH} = \frac{1}{\frac{D_{ext}}{D_{int} \cdot h_{FW}} + D_{ext} \cdot R_{tubo} + \frac{1}{h_s}}$$

Nótese que el parámetro depende de las propiedades del agua y del vapor. Para obtener la temperatura de entrada del agua al desrecalentador, se utiliza el balance de energía con el calor cedido por el vapor.

$$\dot{m}_{FW} \cdot cp_{FW} \cdot (T_{FW,out} - T_{FW,DSH,in}) = \dot{m}_s \cdot cp_s \cdot (T_{s,in} - T_{s,DSH,out})$$

$$T_{FW,DSH,in} = T_{FW,out} - \frac{\dot{m}_s \cdot cp_s \cdot (T_{s,in} - T_{s,DSH,out})}{\dot{m}_{FW} \cdot cp_{FW}}$$

Debido a la dependencia de las propiedades de vapor y agua con la temperatura, resulta necesario utilizar un proceso iterativo para la obtención de un valor de $T_{s,DSH,out}$ válido. Las propiedades del agua y del vapor se calculan a la temperatura media entre la entrada y la salida utilizando la librería de propiedades del agua del Apéndice 1.

Para iterar se utiliza la función “fzero” de Matlab, que obtiene el resultado de manera rápida y con una tolerancia aceptable.

Una vez se ha obtenido un valor final, es necesario comprobar si la temperatura que se obtiene es menor que la temperatura de entrada del vapor. Si no lo es, el calentador no necesita desrecalentador. Tampoco es necesario desrecalentador si el vapor llega en condiciones de condensación (es decir, dentro de la campana de fase, con título menor que 1).

Si se debe instalar un desrecalentador, la longitud del mismo viene dada por el intercambio de calor a través de una superficie:

$$Q_{DSH} = U_{DSH} \cdot A_{int} \cdot \Delta T_{log}$$

$$L_{DSH} = \frac{Q_{DSH}}{U_{DSH} \cdot \pi \cdot D_{ext} \cdot \frac{N_{tubos}}{Np} \cdot \Delta T_{log,DSH}}$$

Resulta de interés estudiar el tamaño del desrecalentador en función de la temperatura del vapor de la extracción. A medida que aumenta la temperatura de entrada, se necesita un desrecalentador de mayor longitud. Por esta razón, generalmente el desrecalentador del calentador conectado a la extracción posterior al recalentamiento (FWH5 en la **Figura 15**) es el mayor desrecalentador del ciclo.

2.3.3.3. Condensador

El condensador es la sección donde se intercambia mayor cantidad de calor entre el vapor y el agua de alimentación. Esto se debe a la entalpía de cambio de fase del agua, que es mucho mayor que su calor específico.

El proceso de cálculo es análogo al de cualquier intercambiador de calor con condensación. Tomando la temperatura de salida del agua como la temperatura de entrada obtenida en el desrecalentador, y la temperatura de entrada del vapor como la temperatura de salida $T_{s,DSH,out}$, se puede obtener la temperatura de entrada del agua al condensador.

Utilizando como hipótesis que el vapor sale del condensador en condiciones de líquido saturado, se puede calcular la temperatura de entrada utilizando el balance de energía del condensador:

$$Q_{CON} = Q_{FW} = Q_{s,res} + Q_{s,con} + Q_{s,DB}$$

Siendo:

- Q_{FW} el calor absorbido por el agua de alimentación
- $Q_{s,res}$ el calor cedido por el vapor debido a entrar al condensador a temperatura superior a la de saturación
- $Q_{s,con}$ el calor cedido por el vapor al condensarse
- $Q_{s,DB}$ el calor cedido por el vapor entrante del drainback al condensarse

Se obtiene que:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{FW} \cdot cp_{FW} \cdot (T_{CON,FW,out} - T_{CON,FW,in}) \\ = \dot{m}_s \cdot cp_s \cdot (T_{s,DSH,out} - T_{sat}) + \dot{m}_s \cdot h_{s,fg} + \dot{m}_{DB} \cdot x_{DB} \cdot h_{DB,FG} \end{aligned}$$

En esta ecuación, $h_{s,fg}$ es la entalpía de cambio de fase del vapor y x_{DB} es el título del drainback. Si se despeja para obtener $T_{CON,FW,in}$:

$$T_{CON,FW,in} = T_{CON,FW,out} - \frac{\dot{m}_s \cdot cp_s \cdot (T_{s,DSH,out} - T_{sat}) + \dot{m}_s \cdot h_{s,fg} + \dot{m}_{DB} \cdot x_{DB} \cdot h_{DB,FG}}{\dot{m}_{FW} \cdot cp_{FW}}$$

En el caso de que el vapor de la extracción entre en condiciones de condensación (con título menor que 1), la expresión se modifica al no haber calor residual y llegar condensado parte del vapor:

$$T_{CON,FW,in} = T_{CON,FW,out} - \frac{\dot{m}_s \cdot x_s \cdot h_{s,fg} + \dot{m}_{DB} \cdot x_{DB} \cdot h_{DB,FG}}{\dot{m}_{FW} \cdot cp_{FW}}$$

Dado que el calor específico del agua de alimentación (cp_{FW}) varía con la temperatura utilizada para su cálculo, se hace necesario un proceso iterativo para calcular el valor de la temperatura de entrada al condensador. Se usa la temperatura media entre la entrada y la salida para calcular el calor específico del agua de alimentación en la sección.

Una vez se ha obtenido la temperatura de entrada del agua de alimentación al condensador, se puede proceder al dimensionamiento del mismo.

El coeficiente de convección interno y la resistencia térmica del tubo se obtienen con las mismas expresiones utilizadas en el desrecalentador, utilizando la temperatura media entre la entrada y la salida del condensador para el cómputo de las propiedades. El coeficiente de convección de la condensación en el exterior de los tubos se calcula utilizando la siguiente correlación:

$$h_{s,CON} = \bar{h}_{D,N} = 0.729 \cdot \left[\frac{g \cdot \rho_{liq} \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap}) \cdot k_{liq}^3 \cdot h'_{fg}}{N \cdot \mu_{liq} \cdot (T_{sat} - T_{sur}) \cdot D_{ext}} \right]^{1/4}$$

En esta ecuación:

- g es la aceleración de la gravedad
- ρ_{liq} y ρ_{vap} son la densidad del líquido condensado y del vapor. La densidad del vapor se mide a temperatura de saturación (por lo tanto, densidad de vapor saturado). La densidad del líquido condensado se mide a la temperatura media entre la temperatura de la superficie de los tubos y la temperatura de saturación.

- k_{liq} es la conductividad térmica del líquido, evaluada a la misma temperatura que la densidad del líquido.
- h'_{fg} es la entalpía de cambio de fase corregida. Su definición es:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 \cdot cp_{liq} \cdot (T_{sat} - T_{sur})$$

El calor específico del líquido se mide a la misma temperatura que la densidad del líquido.

- N es el número de columnas de tubos. Se define como

$$N = \frac{D_{car}}{\sqrt{3} \cdot P_t}$$

Siendo D_{car} el diámetro de la carcasa y P_t la distancia pitch entre tubos.

- μ_{liq} es la viscosidad dinámica del líquido, evaluada a la misma temperatura que la densidad del líquido.
- T_{sur} es la temperatura de la superficie de los tubos. Su cálculo se detalla a continuación.

La temperatura superficial de los tubos se obtiene igualando el flujo de calor entre la superficie de los tubos y el vapor a temperatura de saturación, y entre el interior de los tubos y el vapor a temperatura de saturación. Se obtiene que:

$$U_{CON} \cdot (T_{sat} - \bar{T}_{tubos}) = U_{int+tubo} \cdot (T_{sur} - \bar{T}_{tubos})$$

$$U_{CON} = \left(\frac{D_{ext}}{D_{int} \cdot h_{int}} + \frac{D_{ext} \cdot \ln(D_{ext}/D_{int})}{2 \cdot \pi \cdot K_{tubos}} + \frac{1}{h_{ext}} \right)^{-1}$$

$$T_{sur} = \bar{T}_{tubos} - \frac{U_{CON} \cdot (T_{sat} - \bar{T}_{tubos})}{\left(\frac{D_{ext}}{D_{int} \cdot h_{int}} + \frac{D_{ext} \cdot \ln(D_{ext}/D_{int})}{2 \cdot \pi \cdot K_{tubos}} \right)^{-1}}$$

Siendo \bar{T}_{tubos} la media entre la temperatura a la entrada y a la salida de la sección del agua de alimentación. Debido a la dependencia del coeficiente de convección de condensación con la temperatura de la superficie de los tubos, es necesario un proceso iterativo para obtener el valor de la temperatura superficial de los tubos, y el coeficiente de transferencia global. Una vez más, se utiliza la función “fzero” para resolver este problema.

Una vez obtenido el coeficiente de transferencia de calor global, podemos obtener el valor de la longitud del condensador:

$$L_{CON} = \frac{Q_{CON}}{U_{CON} \cdot \pi \cdot D_{ext} \cdot N_{tubos} \cdot \Delta T_{log,CON}}$$

En este caso, el número de tubos no se divide por el número de pasos, puesto que el condensador es un intercambiador de calor de dos pasos.

2.3.3.4. Subenfriador

La zona de subenfriamiento cumple la función de garantizar que el drenaje de condensado abandona el calentador en estado líquido. Su cálculo es análogo al de cualquier intercambiador de calor, y se dispone de las temperaturas de entrada y salida a la sección para ambos fluidos, por lo cual no es necesario ningún proceso iterativo en el cálculo de esta sección.

Las siguientes correlaciones se utilizan para obtener los coeficientes de convección en el exterior y en el interior de los tubos, y la resistencia térmica de la pared del tubo. Al igual que en los casos anteriores, se computan las propiedades de los dos fluidos a la temperatura media entre la entrada y la salida.

- Coeficiente de convección exterior:

$$h_s = \frac{Nu_s \cdot k_s}{D_{eq}}$$

$$Nu_s = 0.36 \cdot Re_s^{0.55} \cdot Pr_s^{1/3}$$

- Resistencia térmica del tubo:

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot k_{tubo}}$$

- Coeficiente de convección en el interior del tubo:

$$h_{FW} = \frac{Nu_{FW} \cdot k_{FW}}{D_{int}}$$

$$Nu_{FW} = 0.023 \cdot Re_{FW}^{0.8} \cdot Pr_{FW}^{1/3}$$

Estas son las correlaciones válidas para un fluido sin cambio de fase. Se obtiene por tanto el coeficiente global de transferencia de calor:

$$U_{SUB} = \frac{1}{\frac{D_{ext}}{D_{int} \cdot h_{FW}} + D_{ext} \cdot R_{tubo} + \frac{1}{h_s}}$$

Con el coeficiente global de transferencia de calor, se puede obtener la longitud de los tubos de la sección expandiendo A_{int} en la siguiente expresión:

$$Q_{SUB} = U_{SUB} \cdot A_{int} \cdot \Delta T_{log, SUB}$$

Siendo A_{int} la superficie de intercambio entre los fluidos, correspondiente a la superficie exterior de los tubos. Con esta definición se obtiene la longitud de los tubos:

$$L_{SUB} = \frac{Q_{SUB}}{U_{SUB} \cdot \pi \cdot D_{ext} \cdot \frac{N_{tubos}}{Np} \cdot \Delta T_{log, SUB}}$$

2.3.3.5. Coste

El coste del calentador se calcula utilizando la siguiente función, cuyo resultado es el precio en dólares que cuesta el calentador:

$$C_{FWH} = 100 \cdot 0.02 \cdot 3.3 \cdot Q_{FWH} \cdot \left(\frac{1}{TTD + a} \right)^{0.1} \cdot \Delta p_{fw}^{-0.08} \cdot \Delta p_s^{-0.04}$$

$$a = \begin{cases} 6 & \text{para los calentadores de alta presión} \\ 4 & \text{para los calentadores de baja presión} \end{cases}$$

En esta ecuación, a vale 6 para los calentadores de alta presión (posteriores al desaireador) y vale 4 para los calentadores de baja presión. Esta corrección respecto a la función de coste del calentador en [1] se ha extraído de [8].

El parámetro “ a ” da lugar a que el TTD mínimo valga -6 para los calentadores de alta y -4 para los de baja. Q_{FWH} es el calor total intercambiado en el calentador, TTD es la diferencia de temperatura terminal del calentador.

Δp_{fw} y Δp_s son la pérdida de carga del agua de alimentación y del fluido de la extracción, respectivamente.

La pérdida de carga del agua de alimentación se puede calcular como la suma de la pérdida de carga en el interior de los tubos y la pérdida de carga en la entrada y salida del intercambiador.

$$\Delta p_{FWH} = \Delta p_{tubos} + \Delta p_{head}$$

La pérdida de carga en el interior de los tubos se puede obtener utilizando la ecuación de flujo en un conducto cilíndrico. Se obtiene que:

$$\Delta p_{tubos} = \frac{\rho_{FW} \cdot v_{tubos}^2}{2} \cdot \left(\frac{\lambda \cdot L_{FWH}}{D_{int}} \right)$$

Siendo ρ_{FW} la densidad del agua de alimentación, L_{FWH} la longitud total de los tubos del calentador (suma de la longitud de las tres secciones) y v_{tubos} la velocidad de circulación del agua de alimentación en el interior de los tubos. Todas las propiedades se evalúan a la temperatura media entre la entrada y la salida del agua de alimentación. El coeficiente de fricción se calcula utilizando la correlación de Colebrook:

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D_{int}}{3.71} + \frac{2.51}{Re \cdot \sqrt{\lambda}} \right)$$

Siendo ε la rugosidad del tubo. La ecuación se simplifica si el número de Reynolds del flujo en el interior del tubo es muy grande. Se asume que lo es en los calentadores, debido a la elevada densidad y viscosidad dinámica del agua. Se obtiene que:

$$\lambda = \left(2 \cdot \log_{10} \left(\frac{\varepsilon/D_{int}}{3.71} \right) \right)^{-2}$$

Para obtener la pérdida de carga en la entrada y salida del calentador, se puede utilizar la siguiente fórmula, propuesta en [4]:

$$\Delta p_{head} = 4 \cdot n \cdot \frac{G_{tubos}^2}{2 \cdot \rho_{FW}}$$

Siendo n el número de pasos del intercambiador y G_{tubos} el flujo másico por área de paso para el agua de alimentación, calculado como:

$$G_{tubos} = \frac{\dot{m}_{FW}}{A_{paso}} = \frac{\dot{m}_{FW}}{\pi \cdot \frac{D_{int}^2}{4} \cdot \frac{N_{tubos}}{Np}}$$

El cálculo de la pérdida de carga del lado de la carcasa (Δp_s) es complejo y su valor no modifica excesivamente el valor del coste final del calentador debido a su exponente en la función de coste. La mayoría de los fabricantes la aproximan como un porcentaje de la presión de entrada del vapor de la extracción. Es decir:

$$\Delta p_s = f_p \cdot P_{s,in}$$

Donde f_p es un factor de pérdida de carga y $P_{s,in}$ es la presión del vapor de entrada. En este proyecto, el factor de pérdida de carga vale 3% para todos los calentadores cerrados.

2.3.4. Calentador abierto (desaireador)

El calentador abierto cumple dos funciones fundamentales para el funcionamiento del ciclo:

- Actúa como tanque de reserva de agua de alimentación.
- Elimina el aire disuelto en el agua de alimentación. Dentro del condensador, debido a la baja presión del mismo, se producen filtraciones de aire atmosférico que se disuelve en el agua. Para evitar problemas por corrosión que podría generar el aire, se debe eliminar.

El desaireador elimina el aire disuelto aumentando la temperatura del agua, lo cual provoca que la solubilidad del aire en la misma disminuya. Para que el proceso sea eficiente, se utiliza vapor (procedente de una extracción de la turbina) como fuente de calor, y se mezcla con el agua en un empaquetamiento. Debido a que la mezcla se produce con contacto directo entre los fluidos, el desaireador es un intercambiador de calor abierto.

El diagrama de un desaireador se muestra en la **Figura 21**. Nótese que el agua de alimentación se atomiza sobre el empaquetamiento (Deaerating Trays), aumentando el área de contacto del agua con el vapor y mejorando la transferencia de calor y masa.

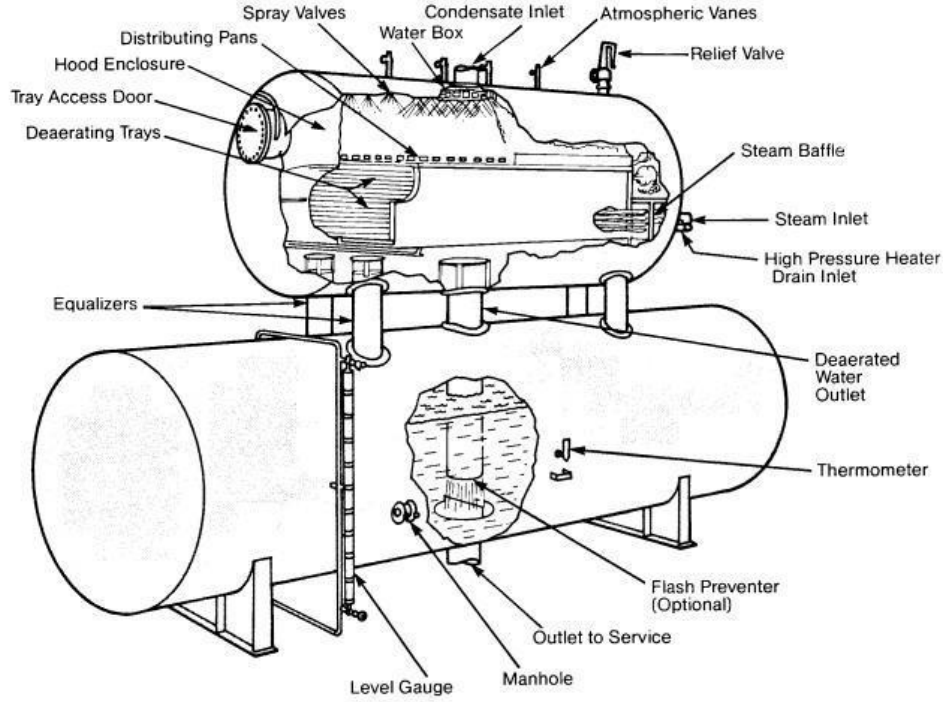


Figura 21. Desaireador.

La presión del desaireador condiciona la presión del circuito de baja presión, y también la presión de llegada del drainback procedente de los calentadores de alta presión. Durante el cálculo del ciclo, se conocen las temperaturas y presiones de entrada al desaireador. La temperatura de salida se fija introduciendo la hipótesis de que el agua sale en estado de saturación del desaireador. Por lo tanto, para calcular la temperatura de salida basta con calcular la temperatura de saturación del agua a la presión del desaireador.

Para calcular el flujo másico de la extracción conectada al desaireador, se utiliza el balance de energía. Las entalpías de cada punto se pueden obtener puesto se tienen las temperaturas y presiones.

$$\dot{m}_{FW,out} \cdot h_{FW,in} = \dot{m}_{ex} \cdot h_{ex} + \dot{m}_{FW,in} \cdot h_{FW,in} + \dot{m}_{DB} \cdot h_{DB}$$

Siendo \dot{m}_{DB} el flujo másico de drainback procedente de los calentadores de alta, y \dot{m}_{ex} el flujo másico de vapor procedente de la extracción. Se obtiene que:

$$\dot{m}_{ex} = \frac{\dot{m}_{FW,out} \cdot h_{FW,in} - \dot{m}_{FW,in} \cdot h_{FW,in} - \dot{m}_{DB} \cdot h_{DB}}{h_{ex}}$$

El cálculo del coste del desaireador es sencillo, puesto que el coste del mismo es proporcional al tamaño del tanque de agua de alimentación. Las dimensiones del tanque dependen del flujo másico de agua de ciclo. Su función de coste es:

$$C_{deair} = 74788 \cdot \dot{m}_{FW}^{0.7}$$

Siendo \dot{m}_{FW} el flujo másico de agua de alimentación a la entrada del desaireador.

2.4. Acoplamiento del tren y cálculo en cadena del ciclo termodinámico

El cálculo del tren de calentadores está acoplado, debido a que los calentadores reciben el drainback del calentador anterior. El flujo másico de drainback que recibe el calentador influye de forma muy significativa en el tamaño del subenfriador del calentador.

Por lo tanto, para calcular y dimensionar el tren de calentadores se debe avanzar de manera progresiva. El punto de comienzo es el calentador de alta presión anterior a la caldera, puesto que al no tener drainback su cálculo es directo. A partir de este primer calentador, es posible calcular los calentadores siguientes en el tren hasta llegar al condensador.

Debe mencionarse que el flujo másico del ciclo es totalmente desconocido hasta el final del proceso, por lo cual se trabaja con flujos másicos relativos durante todo el cálculo. Una vez se tiene el valor de todas las extracciones de vapor en relación al flujo másico total, es posible calcular el flujo másico de agua necesario para proporcionar la potencia objetivo utilizando el siguiente método.

La potencia extraída en una turbina se obtiene multiplicando la variación de entalpía por el flujo másico en la misma:

$$W_{tur} = \dot{m}_s \cdot (h_{in} - h_{out})$$

Siendo la potencia total generada la suma de la potencia de cada turbina. Para calcular el flujo másico que necesita el ciclo para generar la potencia requerida, se debe saber que la potencia del ciclo es directamente proporcional al flujo másico, y que además es lineal. Por lo cual una vez se ha obtenido una potencia para un flujo másico determinado, se puede calcular el flujo másico para una potencia distinta con una relación proporcional:

$$\frac{\dot{m}_1}{W_1} = \frac{\dot{m}_2}{W_2}$$

Con el flujo másico de agua de alimentación, es posible calcular el consumo de combustible en la caldera (explicado en la sección 2.2.1) y por tanto el rendimiento final del ciclo. Nótese sin embargo que no es necesario conocer el valor real del flujo másico para calcular el rendimiento, pues desde el cálculo de los flujos másicos relativos de las extracciones se dispone de los datos necesarios.

Por lo tanto, para el cálculo del tren de calentadores se siguen tres pasos:

1. Obtener los valores del flujo másico de cada extracción.
2. Dimensionar los calentadores cerrados.
3. Calcular el coste de cada calentador.

Un último detalle sobre el tren de calentadores es que, para ciertas combinaciones de presión de extracción y valor de TTD, el calentador no se puede construir. Esto se debe a un cruce entre la temperatura a la salida del condensador y la temperatura de condensación del vapor. Cuando el programa detecta este error en el cálculo, asigna un valor de 0 al rendimiento y de 500+número aleatorio al coste. De esta forma, el algoritmo genético descarta estas

configuraciones inválidas, y eventualmente no aparecen en las generaciones posteriores (excepto en ciertos casos particulares en los cuales el rango está muy ajustado).

2.5. Costes en una central térmica

La segunda función objetivo del algoritmo genético es el coste de la electricidad, a partir de ahora denominado COE (Cost Of Electricity). El coste tiene varios componentes, que son:

- Coste del combustible anual levelizado, denominado FC_L (Annual Fuel Cost, Levelized). Se calcula mediante la siguiente fórmula:

$$FC_L \left[\$/\text{año} \right] = 3600 \cdot \dot{m}_{coal} \cdot c_{coal} \cdot PCI \cdot N \cdot \omega \cdot CELF_{coal}$$

El flujo másico de carbón se calcula de acuerdo a lo explicado en la sección **2.2.1**, utilizando el PCI del carbón y el rendimiento de la caldera, y se introduce en la fórmula en kg/s.

c_{coal} es el coste del carbón en $\$/\text{kJ}$, que se puede calcular a partir de coste del carbón por tonelada y el PCI con la siguiente expresión:

$$c_{coal} \left[\$/\text{kJ} \right] = \frac{\text{Coste carbón} \left[\$/\text{ton} \right]}{PCI \left[\text{J}/\text{Kg} \right]}$$

PCI es el poder calorífico inferior del carbón sobre bruto (s/bruto), y debe expresarse en kJ/kg.

N es el número de horas de operación anuales de una central térmica. Se trata del máximo número de horas durante las cuales podría operar la planta.

ω es el factor de carga de la central térmica. Representa el porcentaje de tiempo que se espera que la planta se encuentre produciendo electricidad, respecto al total de tiempo durante el cual podría producir (es decir, N). Por tanto, para obtener el total de horas de producción de la central térmica se debe multiplicar $N \cdot \omega$.

$CELF_{coal}$ es el factor de crecimiento constante levelizado del carbón (Constant-Escalation Levelization Factor). Su fórmula es:

$$CELF_{coal} = \frac{1 + r_n}{i_{eff} - r_n} \cdot \left[1 - \left(\frac{1 + r_n}{1 + i_{eff}} \right)^n \right] \cdot CRF$$

En esta expresión, r_n es el ratio de crecimiento nominal (Nominal Escalation Ratio) del carbón, que vale 3.5%. i_{eff} es la tasa de interés efectivo anual, y toma un valor del 10%.

El factor CRF (Capital Recovery Factor) se puede calcular utilizando la siguiente fórmula:

$$CRF = \frac{i_{eff} \cdot (1 + i_{eff})^{n-1}}{(1 + i_{eff})^n - 1}$$

- Coste de amortización levelizado anual de los equipos, denominado CC_L (Annual Carrying Costs, Levelized). Se calcula utilizando las siguientes fórmulas:

$$CC_L \left[\frac{\$}{\text{año}} \right] = TCI \cdot CRF$$

Siendo TCI el capital total necesario para construir la central (Total Capital Cost). Se calcula multiplicando el coste total de los equipos por una constante (γ). La constante γ es una estimación de la relación entre el coste total de los equipos y el coste final de la planta. Su valor es altamente subjetivo, por lo cual se ha dejado como fijo para mantener una comparación válida entre distintos cálculos de centrales (por ejemplo, para poder comparar centrales subcríticas con supercríticas). En la realidad este factor podría variar significativamente, pero las variaciones son muy difíciles de predecir y no aportan información al proceso de cálculo.

$$TCI = \gamma \cdot \sum PEC \quad \text{con } \gamma = 4.75$$

El coste total de los equipos es la suma del coste de todos los equipos (Per Equipment Cost).

El factor CRF (Capital Recovery Factor) toma el mismo valor que en el cálculo del coste del combustible.

- Costes de operación y mantenimiento anuales levelizados (OMC_L Operation and Maintenance Costs, Levelized). Se calculan usando la siguiente expresión:

$$OMC_L \left[\frac{\$}{\text{año}} \right] = \varphi \cdot TCI \cdot CELF_{OMC}$$

Siendo el factor φ una constante de valor 0.06, que representa la relación entre los costes de operación y mantenimiento y el coste total de la central.

$CELF_{OMC}$ se calcula de igual forma que en el coste del combustible, pero su factor r_n (Nominal Escalation Ratio) vale un 3%.

- Coste de emisión de CO_2 anual levelizado. Se calcula de forma similar al coste del combustible, pues va acoplado a la cantidad de combustible consumido. Se calcula utilizando la siguiente fórmula:

$$CO_2C_L \left[\frac{\$}{\text{año}} \right] = \dot{m}_{CO_2} \cdot 3.6 \cdot N \cdot \omega \cdot cCO_2 \cdot CELF_{CO_2}$$

El flujo másico de CO_2 se calcula en función del flujo másico de carbón y su porcentaje en peso de carbono, utilizando la siguiente expresión, cuyo resultado es el flujo másico de dióxido de carbono en kg/s:

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{coal} \cdot \%_{\text{peso},C} \cdot \frac{PM_{CO_2}}{PM_C}$$

Siendo $\%_{\text{peso},C}$ el porcentaje en peso de carbono sobre bruto (s/bruto), PM_{CO_2} el peso molecular del CO_2 (44 g/mol) y PM_C el peso molecular del carbono (12 g/mol).

El coste del CO₂ (cCO_2) se introduce en la fórmula en \$/ton de CO₂ emitido.

El factor $CELF_{CO_2}$ se calcula de forma análoga al del coste del carbón. En este proyecto, se ha estimado el valor del Nominal Escalation Ratio (r_n) del CO₂ en un 5%. Se ha escogido un valor mayor que el coste del carbón debido a la creciente presión regulativa en la industria energética orientada a la disminución de las emisiones de contaminantes.

Finalmente, se puede obtener el coste total de la electricidad en dólares por MWh:

$$COE \left[\$/MWh \right] = 1000 \cdot \frac{FC_L + CC_L + OMC_L + CO_2 C_L}{W_{gen} \cdot N \cdot \omega}$$

Siendo W_{gen} la potencia del ciclo en kW.

La distribución de costes típica en una central subcrítica de acuerdo a este método de cálculo de costes se asemeja (en proporcionalidad de costes) a la realidad. En las **Figura 22** se presentan las distribuciones de costes de los equipos y el peso de los cuatro componentes del coste de la electricidad.

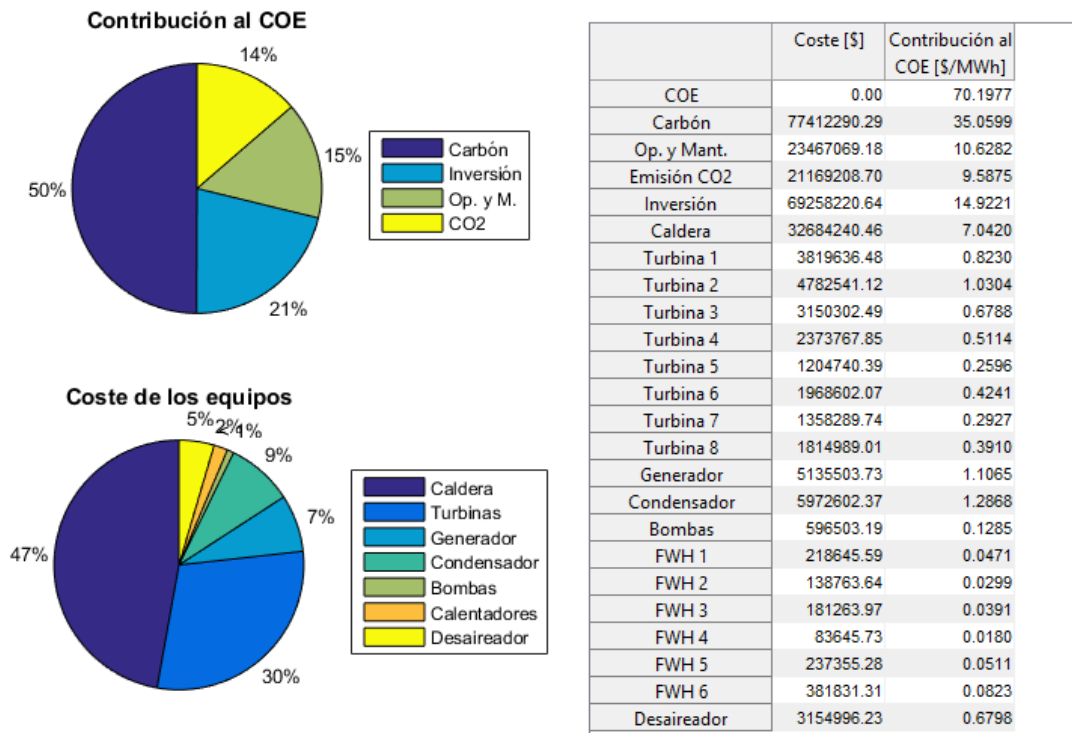


Figura 22. Distribución de costes en central subcrítica.

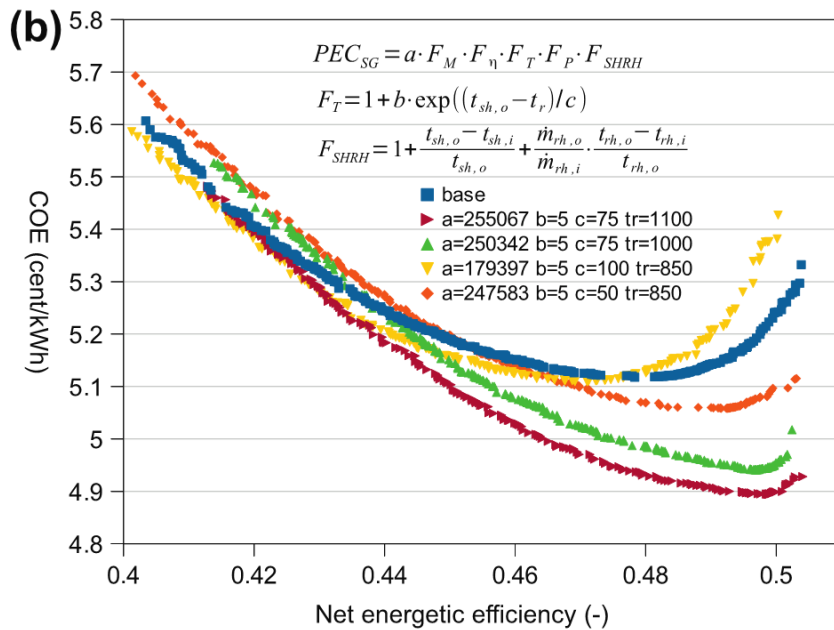
La central subcrítica con los costes de la **Figura 22** tiene una potencia de 350 MW y un rendimiento del 41.12%. Se utilizó un precio del carbón de 80 \$/ton y un coste del CO₂ de 8 \$/ton. El coste final de la electricidad es de 70.1977 \$/MWh.

2.6. Incertidumbre en las funciones de costes

Las funciones de coste que se han propuesto a lo largo de la sección 2 son estimaciones, y están basadas en la experiencia de los autores enumerados en la bibliografía. Es por esta razón que los costes no deben considerarse precisos, ni necesariamente cercanos a la realidad.

El propósito de calcular los costes es poder comparar entre sí centrales diseñadas de forma distinta, para poder escoger una como mejor que la otra. Este objetivo lo cumplen las funciones propuestas, pues dan a parámetros un peso en la optimización que de otra forma no tendrían. Por ejemplo, desde el punto de vista termodinámico siempre tiene sentido aumentar al máximo la temperatura de sobrecalentamiento, pero por el coste elevado de los materiales usados en el generador de vapor esto no es económicamente viable.

En [1], utilizando las mismas funciones de costes que se usaron en este proyecto, se calculó la variación en los costes al modificar distintos parámetros fijos de las funciones de costes. Lo que se observa en la **Figura 23** es que al modificar las constantes en las funciones de costes se producen cambios significativos en el coste de la electricidad.



(b) Relationships between the frontier and parameters c and t_r

Figura 23. Variación del frente de Pareto al modificar el coste de la caldera. Fuente: [1].

Por lo tanto, el resultado del coste de la electricidad debería considerarse como un valor orientativo, y no necesariamente real.

Fuera de los rangos de validez de las funciones de costes, la estimación no es real y podría dar lugar a resultados imposibles de reproducir en condiciones reales.

3. Descripción del programa desarrollado

3.1. Método de cálculo. Algoritmo genético

Un algoritmo genético es un método de optimización para problemas de uno o varios objetivos. En el programa desarrollado, se utiliza la función “gamultiobj” proporcionada por Matlab para resolver el problema. Esta función utiliza el algoritmo NGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm II), que es un algoritmo elitista de ordenamiento por no-dominancia.

Un algoritmo genético funciona siguiendo el siguiente diagrama simplificado:

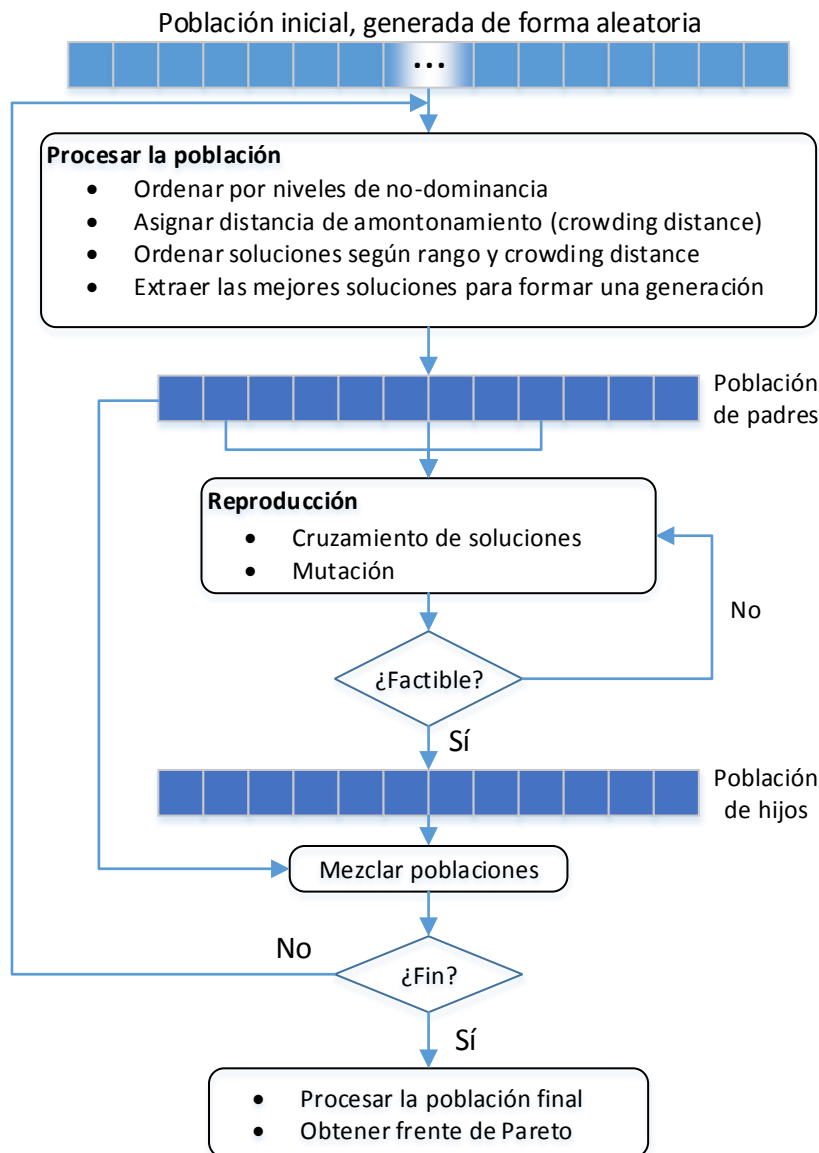


Figura 24. Diagrama de flujo de un algoritmo genético.

Partiendo de una población inicial, se generan nuevas generaciones mediante un proceso análogo a la reproducción en el mundo animal. Se termina el proceso cuando no se producen mejoras entre generaciones o se alcanza el número máximo de generaciones.

Debido a que el problema es multi-objetivo, no existe una sola solución óptima, sino que existe un conjunto de soluciones óptimas conocido como frente de Pareto. En este conjunto de soluciones, los “individuos” que forman el conjunto no son mejores ni peores que el resto de individuos. Esto es debido a que en el frente, un individuo es mejor que otro según uno de los objetivos y peor según el otro. Por ejemplo, en el problema estudiado, a medida que aumenta la eficiencia termodinámica del ciclo (que se busca maximizar), aumenta el coste de la electricidad (que se busca minimizar). Esta relación entre los individuos de un frente de Pareto refleja que a medida que se intenta mejorar la eficiencia usando equipos más sofisticados, aumenta el coste de los mismos, lo cual se refleja en el coste final.

En la **Figura 25** se muestra la morfología del frente de Pareto en el problema estudiado. La forma del frente puede variar dependiendo de los límites que se impongan a los ciclos, pero generalmente toma la forma mostrada.

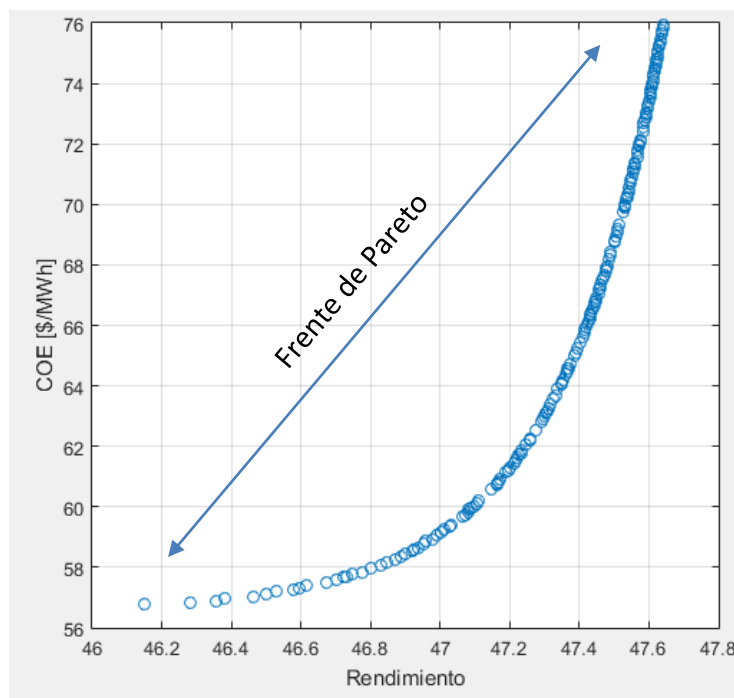


Figura 25. Frente de Pareto.

En esta figura, cada círculo representa un ciclo distinto, con su propia configuración generada por el algoritmo genético. Si se avanza desde la izquierda, se puede observar como aumenta el rendimiento de los ciclos pero también su coste. Como el objetivo es maximizar el rendimiento y minimizar el coste, los ciclos de la derecha no son mejores que los de la izquierda, puesto que aunque tienen mejor rendimiento, su coste es mayor. Cuando se forma un grupo de individuos entre los cuales no hay uno que sea mejor que los demás, se dice que hay no-dominancia entre los individuos.

La manera en que se procesa una población determina en gran parte la eficiencia del algoritmo. Un proceso de selección rápido y eficiente disminuye significativamente el número de generaciones que necesita el algoritmo para alcanzar el conjunto de soluciones óptimas (frente de Pareto). Para procesar una población se siguen los siguientes pasos:

- Ordenar por niveles de no-dominancia. Se buscan en la población los individuos que forman el frente de Pareto (individuos no dominantes óptimos). El resto de individuos forman niveles de no dominancia peores que el frente de Pareto. En la **Figura 26** se representa una población dividida en tres niveles de no-dominancia.

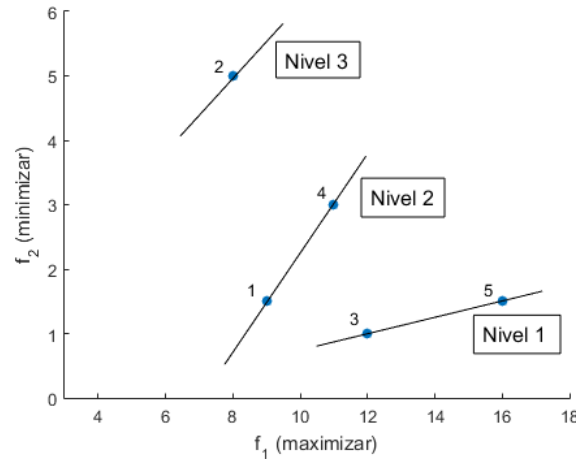


Figura 26. Población dividida en tres niveles de no-dominancia. Fuente: [6]

Durante la ejecución del algoritmo genético, los miembros del nivel 1 (frente de Pareto) siempre entran en el grupo de individuos que se va a usar como padres de la siguiente generación. Para completar este grupo cuando el número de individuos del nivel 1 no es lo bastante grande, se usan individuos de los siguientes grupos. También se mueven individuos de grupos inferiores al frente de Pareto de forma aleatoria, en un proceso denominado “migración”.

- Asignar distancia de amontonamiento (crowding distance). El término “crowding distance” se refiere a la distancia que tienen entre sí los individuos de un frente de Pareto, medida como la longitud de la diagonal del rectángulo formado por dos individuos en el espacio de las funciones objetivo. Un individuo con una distancia grande estaría muy separado de los individuos que lo rodean.

Para mantener la diversidad y la dispersión del frente de Pareto, se da prioridad en la selección a los individuos con mayor crowding distance, es decir, que se encuentran en una zona menos poblada del frente. Este efecto, que da lugar a que se “amplíe” la longitud del frente, se observa en la **Figura 27**, y también en la sección izquierda del frente de la **Figura 25**.

- Ordenar soluciones según rango y crowding distance. Una vez se han calculado el rango de la solución (nivel de dominancia) y su crowding distance, se le asigna una puntuación. En función del valor de esa puntuación, que es función de los dos parámetros, la solución será usada en la población de padres o no.

El algoritmo NSGA-II es un algoritmo elitista, es decir, que da prioridad a los individuos con mejores características dentro de una población (los valores extremos). Este elitismo del

algoritmo, impulsado por la puntuación con crowding distance y por la mutación de individuos (explicado más adelante) mejora la diversidad del frente de Pareto final.

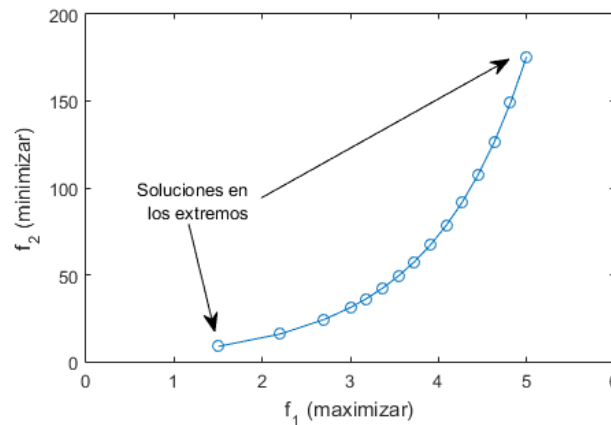


Figura 27. Distancia entre individuos en una población.

El proceso de generar una nueva población (reproducción) es más sencillo. Hay dos procesos que ocurren durante esta etapa:

- Cruzamiento de soluciones. Se combinan soluciones para generar nuevos individuos. Los parámetros de decisión que determinan el resultado final de las funciones objetivo (por ejemplo, la configuración de un ciclo termodinámico) se generan mezclando los valores de los parámetros de varios individuos.

Para elegir cuáles individuos de la población de padres se mezclan entre sí, el criterio usa el rango calculado durante la selección de los mejores individuos en función de su dominancia y crowding distance.

- Mutación. Ciertos individuos de la nueva población sufren pequeños cambios en sus parámetros de forma aleatoria, en el proceso denominado “mutación”. La mutación permite ampliar el rango de búsqueda del algoritmo genético, pues da lugar a que aparezcan soluciones muy distintas a las anteriores que pueden ser mejores.

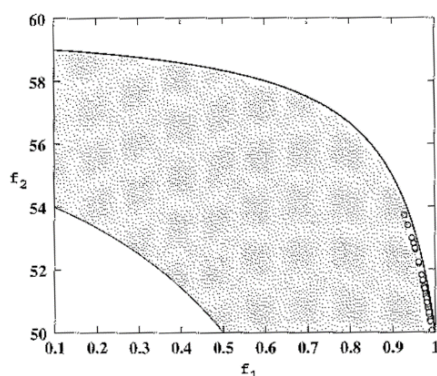


Figure 99 Non-dominated solutions after 500 generations obtained with a VEGA using the non-domination selection heuristic and without the mutation operator.

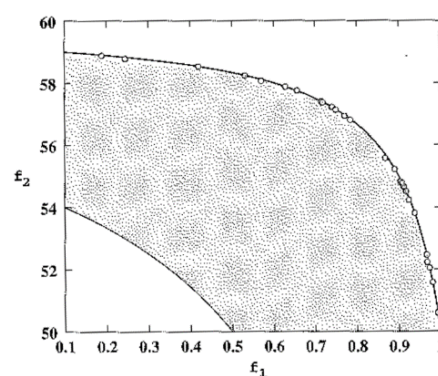


Figure 100 Non-dominated solutions after 500 generations obtained with a VEGA using the non-domination selection heuristic and mutation.

Figura 28. Efecto de las mutaciones en el frente de Pareto. Fuente: [6].

En la **Figura 28**, la gráfica de la izquierda es la solución que proporciona un algoritmo genético que usa ordenamiento por no-dominancia. La gráfica de la derecha es la solución del mismo algoritmo usando mutación. Nótese la mayor dispersión de los resultados de la gráfica de la derecha. Un frente de Pareto con mayor diversidad de soluciones da más opciones de diseño en los problemas de ingeniería.

Una vez se han generado los nuevos individuos (“hijos”), se unen la población original de padres con la de hijos, y se comprueba en qué estado está el problema. El problema se considera finalizado si:

- Se supera el número máximo de generaciones.
- Se supera el tiempo máximo de cálculo.
- Se alcanza la tolerancia objetivo del problema, medida en función de la dispersión del frente y de la distancia entre frentes de generaciones consecutivas.

Si no se cumple ninguna de las tres condiciones, se vuelve al comienzo para generar una nueva generación. Este proceso es lo que le confiere al algoritmo genético su carácter evolutivo. En la **Figura 29**, se representa la evolución de las generaciones durante la optimización del problema de la **Figura 25**. En la generación 122 se alcanzó la tolerancia objetivo y se detuvo el cálculo. Nótese la aleatoriedad de la primera generación en comparación con las siguientes. También se puede observar el avance del algoritmo hacia rendimientos más elevados y costes más bajos.

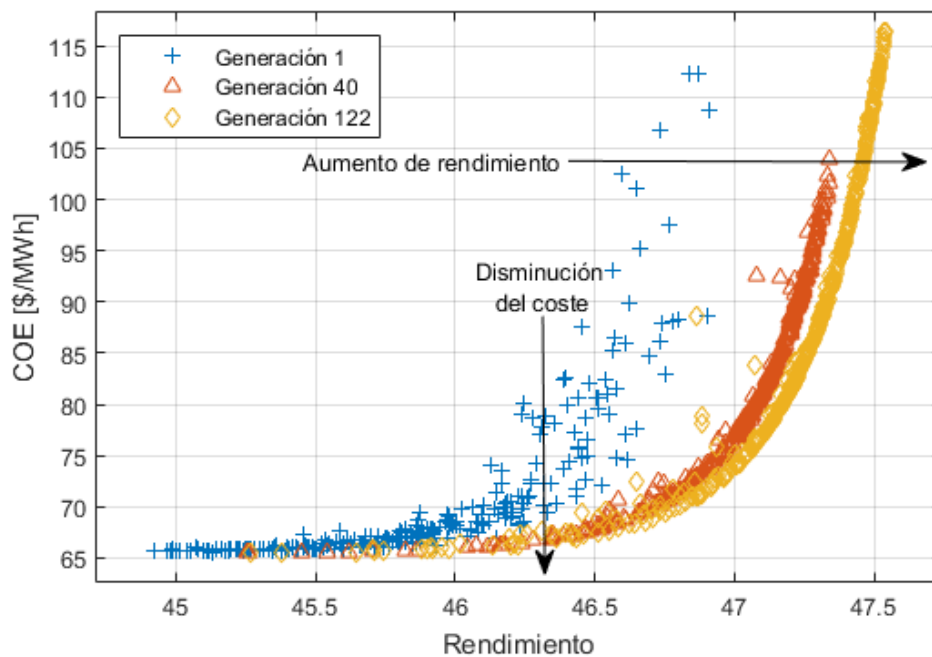


Figura 29. Evolución durante la optimización.

3.2. Entradas del problema. Parámetros recomendados

Para iniciar el cálculo de una solución, se deben primero definir qué variables del problema serán variables de diseño para el algoritmo genético (por ejemplo, las presiones de las extracciones) y cuáles serán parámetros fijos comunes a todos los ciclos.

Se proporciona en el programa desarrollado un conjunto de interfaces de usuario diseñadas para simplificar este proceso. A continuación, se explica en detalle el funcionamiento de estas interfaces y se describen las opciones disponibles. También se incluyen valores recomendados para estos parámetros.

3.2.1. Iniciar el programa

La primera ventana que se presenta al usuario se muestra en la **Figura 30**.

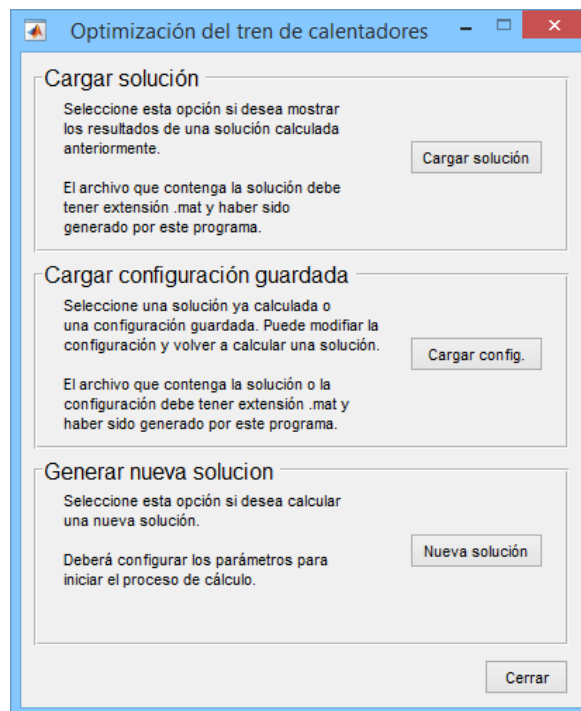


Figura 30. Ventana de inicio del programa.

Las opciones son:

- Cargar solución. Permite abrir y mostrar los resultados de una solución generada anteriormente. Al final de cada ejecución, el programa guarda el resultado en un archivo con extensión “.mat”, que luego puede recuperarse para revisar el resultado. El funcionamiento de las interfaces de visualización de resultados se describe en la sección

3.4.

Nota: Los archivos de resultados de gran tamaño pueden demorar varios segundos en cargar.

- Cargar configuración. Permite recuperar la configuración de una solución ya calculada a partir del archivo de resultados que se generó durante su ejecución, o cargar un archivo de configuración que no contiene la solución calculada. A continuación se inicia el proceso de configuración de una nueva solución, rellenando las opciones con los parámetros de la configuración guardada.

Nota: Los archivos de resultados de gran tamaño pueden demorar varios segundos en cargar.

- Generar nueva solución. Se inicia el proceso de configuración para calcular una solución nueva. Se utilizan parámetros por defecto para rellenar las opciones disponibles.

3.2.2. Parámetros generales

Si el usuario selecciona las opciones “Cargar configuración” o “Nueva solución”, puede configurar parámetros generales del ciclo termodinámico y los costes en la ventana mostrada en la **Figura 31**.

The screenshot shows a software window titled "Crear nueva solución" with several configuration panels:

- Parámetros globales de ciclo:**
 - Potencia de ciclo: 550 MW
 - Temperatura del condensador: ☒ Fijo (42 °C) or ☐ Var (MAX/MIN)
- Caldera:**
 - Rendimiento de caldera: ☒ Fijo (92 %) or ☐ Var (MAX/MIN)
 - Presión del sobrecalentador: ☒ Fijo (180 bar) or ☐ Var (MAX/MIN)
 - Temperatura del sobrecalentador: ☐ Fijo or ☒ Var (540 °C MAX, 520 °C MIN)
 - Temperatura del recalentador: ☐ Fijo or ☒ Var (540 °C MAX, 520 °C MIN)
- Rendimiento de bombas:**
 - Rendimiento isentrópico de la bomba de agua de alimentación: 82 %
 - Rendimiento isentrópico de la bomba de condensado: 78 %
- Geometría de calentadores:**
 - ☒ Utilizar valores predeterminados
 - Conductividad térmica de los tubos: Alta (15.2), Baja (15.2) W/m-K
 - Diámetro exterior de los tubos: Alta (19.05), Baja (19.05) mm
 - Diámetro interior de los tubos: Alta (15), Baja (15) mm
 - Distancia Pitch entre tubos: Alta (24), Baja (24) mm
 - Distancia entre baffles, desrecalentador: Alta (214), Baja (214) mm
 - Distancia entre baffles, subenfriador: Alta (70), Baja (70) mm
 - Calentadores de alta presión. Velocidad de circulación en el interior de los tubos: ☐ Fijo or ☒ Var (4 m/s MAX, 2 m/s MIN)
 - Calentadores de baja presión. Velocidad de circulación en el interior de los tubos: ☐ Fijo or ☒ Var (3 m/s MAX, 1 m/s MIN)
- Parámetros de Costes:**
 - Coste del carbón: 70 \$/ton
 - PCI del carbón s/bruto: 6000 kcal/kg
 - Porcentaje en peso de carbono s/bruto: 68 %
 - Coste del CO2 (EUA): 7.916 \$/ton
 - Vida económica de la planta: 25 años
 - Horas de operación anuales: 6900 horas
 - Factor de carga anual: 80 %

Buttons at the bottom: Cerrar, Atrás, Siguiente.

Figura 31. Parámetros generales del ciclo.

Las opciones configurables en esta ventana son, empezando por la esquina superior izquierda y avanzando hacia abajo:

- Parámetros globales de ciclo.
 - Potencia del ciclo, parámetro fijo. Su valor es elección libre del usuario, en función de la potencia de la central que se quiera diseñar.
 - Temperatura del condensador. Puede ser fija o variable. Determina la presión del condensador. A pesar de que el coste del condensador aumenta al bajar la temperatura de condensación (**Figura 12**), no aumenta lo suficiente como para superar la mejora de rendimiento al extraer más trabajo de la turbina de baja presión. Por esta razón, el algoritmo genético siempre converge a la menor temperatura de condensación posible (en el caso de que sea variable). Se recomienda, por tanto, dar un valor fijo a la temperatura de condensación. El valor recomendado es de 42°C, pudiendo encontrarse valores más altos en la industria. El valor mínimo es de 35°C para garantizar la validez del cálculo del coste.
- Caldera
 - Rendimiento de caldera, pudiendo escogerse tanto fijo como variable. El valor por defecto es 92% (centrales subcríticas). Puede ser mayor en supercríticas,

entre 95 – 97%. Debido al valor de referencia en la función de coste, el precio de la caldera se dispara por encima del 95%, por lo cual no es recomendable darle valor fijo por encima del de referencia. Sí se puede dejar como parámetro variable y permitir al algoritmo buscar el punto de equilibrio.

- Presión del sobrecalentador. Puede ser fija o variable. Toma valores de entre 170 y 180 bares para centrales subcríticas, y entre 250 y 310 bares para supercríticas. Tiene una gran influencia en el rendimiento del ciclo, pero también eleva el coste.
- Temperatura del sobrecalentador. Puede ser fija o variable. Para centrales subcríticas, varía entre 530 y 550°C, y puede llegar a 620°C en supercríticas.
- Temperatura del recalentador. Puede ser fija o variable. Generalmente, toma los mismos valores que la temperatura del sobrecalentador.
- Rendimiento isentrópico de las bombas. Valor fijo para tanto la bomba del agua de alimentación como la bomba de condensado. Ronda el 80% en ambos casos. Nótese que el coste aumenta si se supera el valor de referencia en la función de coste (80.8%), por lo cual no se recomienda poner un rendimiento mayor del 90% (aproximadamente) para no distorsionar el coste final.
- Geometría de los calentadores. Se puede introducir valores distintos para los calentadores de baja y alta presión. Se recomienda utilizar los valores predeterminados, pues la mayoría de los parámetros son estándares industriales usados en la construcción de los calentadores.
 - Conductividad térmica de los tubos. Se utiliza la del acero inoxidable como valor por defecto (15.2 W/m·K).
 - Diámetro y espesor de los tubos. Se usa por defecto un valor de 19.05mm para el diámetro exterior, y un espesor de 2.025mm para dar un diámetro interior de 15mm.
 - Distancia Pitch entre tubos. Se usa un valor por defecto de 24mm.
 - Separación entre baffles en el desrecalentador. El valor por defecto es 214 mm.
 - Separación entre baffles en el subenfriador. El valor por defecto es 70 mm.
 - Velocidad de circulación en el interior de los tubos. Se puede fijar para los calentadores de alta y baja presión como parámetro fijo o variable. Determina el tamaño del calentador, y el material usado para la construcción de los tubos. En la siguiente tabla se proporcionan velocidades de circulación máxima para distintos materiales:

Material	Velocidad máxima [m/s]
Acero suave	3
Acero inoxidable	4.5
Aluminio	1.8
Cobre	1.8
90-10 Cuproníquel	3
70-30 Cuproníquel	4.5
Titanio	15

Tabla 1. Velocidad máxima de circulación del agua en tuberías.

Deberá cambiarse la conductividad térmica si se modifica el material usado.

- Parámetros de costes. Valores fijos que determinan el coste final de la electricidad.
 - Coste del carbón en \$/ton. Deben incluirse en este parámetro todos los costes relacionados a la compra y el transporte (coste logístico) de reponer carbón en la central.
 - PCI del carbón sobre bruto. El poder calorífico del carbón determina, junto con la potencia generada, la cantidad anual de carbón consumida. Un valor de PCI más elevado reduce las toneladas de carbón consumidas.
 - Porcentaje en peso de carbono sobre bruto. Determina la cantidad de CO₂ emitida por la central. Durante el cálculo del flujo másico de CO₂, multiplica directamente al flujo másico de carbón consumido, por lo cual el porcentaje debe ser sobre bruto.
 - Coste del CO₂ en \$/ton. Se recomienda utilizar el coste de una EUA (EU Allowance Unit), convertido a dólares puesto que el resto de costes se computan en dólares.
 - Vida económica de la planta. Se recomienda un valor de entre 25 y 30 años.
 - Horas de operación anuales. Se utiliza un valor por defecto de 6900 horas.
 - Factor de carga de la central. Puede variarse libremente, soliendo encontrarse entre el 80 y el 100%. El valor predeterminado (80%) se obtiene como estimación a partir del factor de carga de la Central Térmica de Aboño, que tuvo un factor de carga del 72% en 2014 (2014 fue un año con una producción de energía hidráulica elevada), y que en el día en que se escribe este documento lleva un factor de carga acumulado del 84% (2015).

3.2.3. Configuración del ciclo

Tras la configuración de los parámetros disponibles en la ventana anterior, el usuario puede configurar el tren de calentadores del ciclo en la ventana mostrada en la **Figura 32**.

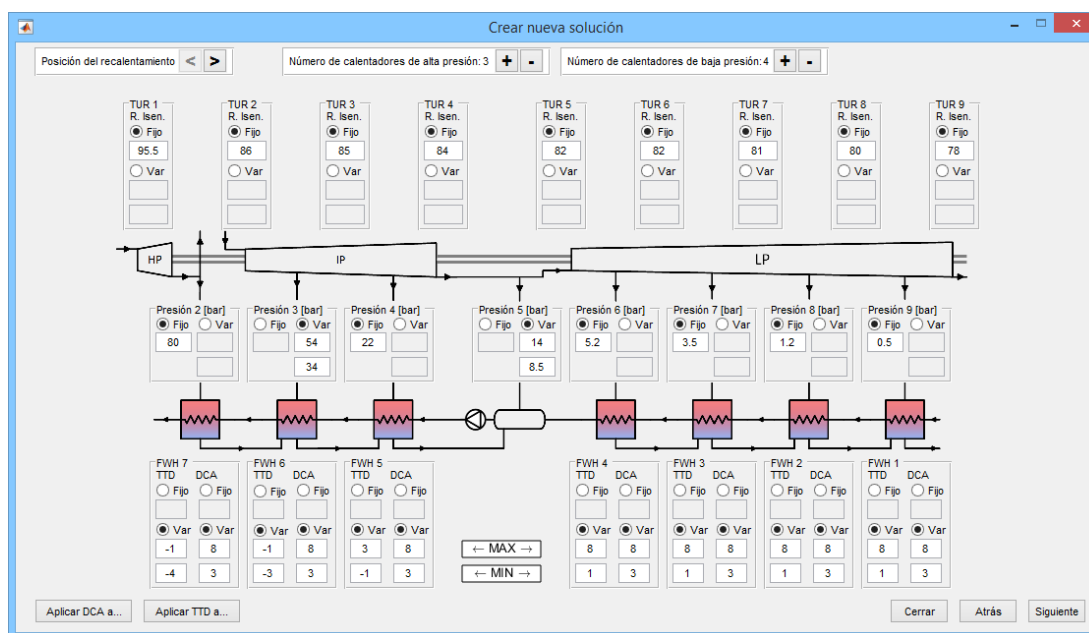


Figura 32. Configuración del tren de calentadores.

En esta ventana también se configura la posición del recalentamiento y los rendimientos isentrópicos de las turbinas. Las opciones disponibles son, de arriba abajo y de izquierda a derecha:

- Posición del recalentamiento. Permite modificar la posición del recalentamiento en la configuración del ciclo. Si se escoge utilizar dos calentadores de alta presión, la posición del recalentamiento está fija. Si se configura el ciclo con tres o cuatro calentadores, se puede modificar la posición. Utilice los botones de “izquierda” (<) y “derecha” (>) para mover la posición.
- Número de calentadores de alta presión. Se puede seleccionar el número de calentadores de alta presión del ciclo, pudiéndose escoger 2, 3 o 4 calentadores. Utilice los botones de “más” (+) y “menos” (-) para aumentar o disminuir el número de calentadores. Aumentar el número de calentadores de alta presión habilita la posibilidad de modificar la posición del recalentamiento.
- Número de calentadores de baja presión. Con esta opción se varía el número de calentadores conectados a la turbina de baja presión, dando al usuario a escoger entre 3, 4 o 5 calentadores. Los botones de “más” (+) y “menos” (-) permiten aumentar o disminuir el número de calentadores, respectivamente.
- Rendimiento isentrópico de las turbinas (R. Isen.). Puede ser fijo o variable para cada sección de las turbinas. El rendimiento isentrópico siempre es mayor en las turbinas de alta presión que en las de baja. Adicionalmente, nótese que:
 - Para la turbina de alta presión, rendimientos superiores al 98% incrementan significativamente el coste de la turbina (sección 2.2.2). Se considera una turbina de alta presión toda turbina con una presión de entrada superior a 80bar.
 - Para las turbinas de media y baja presión, sucede lo mismo a partir del 90% de rendimiento isentrópico. El programa considera una turbina como de media o baja presión si tiene una presión de entrada menor de 80bar.

Por lo tanto, el usuario debe tener precaución al seleccionar los rendimientos isentrópicos para no distorsionar el valor del coste de la electricidad. Se recomiendan valores de en torno al 95% para las turbinas de alta presión, y de entre el 85 y el 90% para las turbinas de media presión. Las turbinas de baja presión deberían tener rendimientos menores que las de media presión.

- Presiones de las extracciones. Pueden ser fijas o variables. La presión conectada a la salida de la turbina que lleva al recalentamiento (en la **Figura 32** es la Presión 2) es la presión de recalentamiento del ciclo.
- Parámetros de los FWH (calentadores). Se puede determinar el TTD y el DCA de cada calentador como parámetro fijo o variable. Debido a la ecuación del coste del calentador (2.3.3.5), existe un valor mínimo en el parámetro TTD:
 - -6 para los calentadores de alta.
 - -4 para los calentadores de baja.

Nota: No se debe en ningún caso superar estos límites.

Adicionalmente, se ofrecen dos herramientas para facilitar la configuración:

- “Aplicar TTD a...” permite configurar un grupo de calentadores con una misma configuración de TTD. Se puede aplicar la configuración a todos los calentadores, a los calentadores de baja o a los calentadores de alta.
- “Aplicar DCA a...” permite configurar un grupo de calentadores con una misma configuración de DCA. Se puede aplicar la configuración a todos los calentadores, a los calentadores de baja o a los calentadores de alta.

3.2.4. Opciones del algoritmo genético

En la última ventana de la fase de configuración, se permite al usuario modificar algunas opciones de funcionamiento del algoritmo genético.

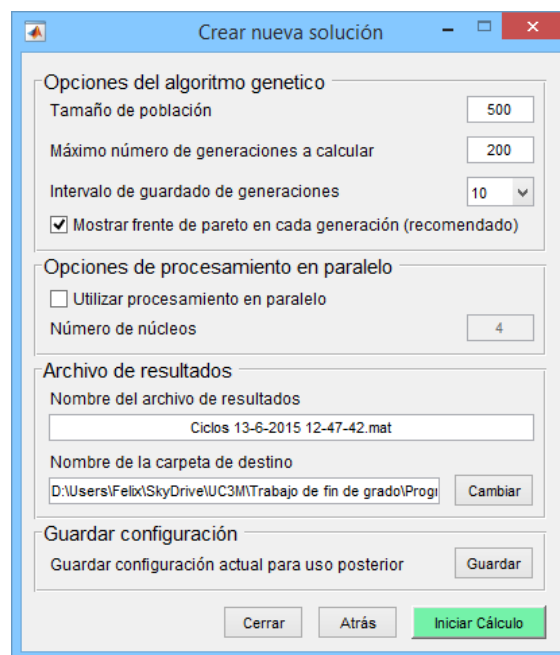


Figura 33. Última ventana de configuración.

En esta ventana, las opciones disponibles son:

- Opciones del algoritmo genético.
 - Tamaño de población. Número de individuos que conforman una generación. Se recomienda asignarle un tamaño de 500 individuos para ejecuciones completas, y de entre 50 y 100 para ejecuciones de prueba. Asimismo, se debe aumentar el número de individuos por generación si se utilizan muchas variables de decisión.
 - Máximo número de generaciones a calcular. Límite de generaciones para la ejecución. El cálculo se interrumpe si se supera este valor de generaciones. El valor por defecto es de 200 generaciones, pudiendo reducirse para ejecuciones de prueba. Debe aumentarse si en una ejecución no se alcanza un frente de Pareto aceptable en el número de generaciones introducido.
 - Intervalo de guardado de generaciones. El programa guarda un archivo de resultados, en el cual se incluyen, además del frente de Pareto obtenido, las generaciones que ha ido calculando el algoritmo. Es conveniente guardar las

generaciones intermedias porque ofrecen información valiosa sobre la evolución de las soluciones. Además, puede resultar interesante estudiar configuraciones peores que las del frente de Pareto.

Debido al gran número de individuos por generación, el tamaño de los archivos de resultados resulta demasiado elevado si se guardasen todas las generaciones. Por tanto, el programa solo guarda una generación cada un número determinado de generaciones, determinado por la opción de Intervalo de guardado de generaciones. El valor por defecto (10) da lugar a archivos de resultados de menos de 100 Mb de tamaño para 200 generaciones calculadas. El programa también guarda la primera generación y la última generación calculadas. Si se desea obtener archivos de menor tamaño se puede aumentar el valor de este parámetro.

- Mostrar frente de Pareto en cada generación. A medida que progresa el algoritmo, se muestra por pantalla el gráfico con el frente de Pareto de la generación que se ha calculado en cada iteración. Este gráfico es muy útil para el usuario, pues permite detener la ejecución si el frente de Pareto que se está obteniendo no es el deseado.
- Opciones de procesamiento en paralelo. El procesamiento en paralelo permite acelerar considerablemente el proceso de cálculo, dividiendo entre el número de núcleos el tiempo de cálculo de la solución.
Si se activa el procesamiento en paralelo, se debe rellenar correctamente la casilla de número de núcleos. Aunque el programa introduce por defecto el número de núcleos disponible en el ordenador donde se ejecuta, se recomienda revisar el valor para evitar errores.
El número de núcleos que se debe introducir debe ser el número real de núcleos. Esta puntualización es importante, pues ciertos procesadores fabricados por Intel dividen cada núcleo real en dos núcleos virtuales (Hyper-threading). Por ejemplo, en un procesador i7 de cuatro núcleos, en el administrador de tareas se muestran ocho núcleos, pero el número que se debe introducir en “Número de núcleos” es cuatro.
- Archivo de resultados. En esta casilla se puede introducir el nombre con el cual se va a guardar el archivo de resultados y la carpeta de destino del mismo.
- Guardar configuración. Permite guardar la configuración introducida hasta ese momento en un archivo con extensión “.mat”. Esta configuración puede ser recuperada luego utilizando la ventana inicial del programa.
Esta opción es de gran utilidad, pues permite revisar y modificar una configuración en caso de fallo del algoritmo genético, en cuyo caso no se guarda un archivo de resultados desde el cual recuperar la configuración usada.

Si se desea modificar en este punto algún valor de configuración introducido anteriormente, puede utilizarse el botón “Atrás” sin perder ningún valor ya introducido.

Si se está en condiciones de iniciar el cálculo, se debe pulsar el botón “Iniciar el cálculo”.

3.3. Interacción con el programa durante el proceso de cálculo

Durante el proceso de cálculo, es posible monitorizar el avance de la optimización mediante:

- La ventana de comandos. La función “gamultiobj” muestra al comienzo del proceso de cálculo información de diagnóstico sobre el problema.

En cada iteración, devuelve por pantalla la siguiente información:

- Número de generación actual.
- Número de veces que se ha llamado a la función de cálculo de generación (f-count).
- Distancia media entre individuos en el frente de Pareto (Average Pareto distance).
- Dispersión media entre frentes de Pareto (Average Pareto spread).

En la **Figura 34** se presenta la línea de comandos durante una ejecución.

```

Starting parallel pool (parpool) using the 'local' profile ... connected to 4 workers.

Diagnostic information.
  Fitness function = @(x)pop.solve_gen(x)
  Number of variables = 27
  Number of objectives = 2
  0 Inequality constraints
  0 Equality constraints
  0 Total number of linear constraints

Modified options:
  options.PopulationSize = 500
  options.Generations = 10
  options.Display = 'diagnose'
  options.PlotFcns = @gaplotpareto
  options.Vectorized = 'on'
End of diagnostic information.

      Generation      f-count      Average      Average
      Generation      f-count      Pareto distance      Pareto spread
      1          1000          0.0407606          0.839399
      2          1500          0.0257948          0.720578
      3          2000          0.0198568          0.80403
      4          2500          0.0146326          0.798032
      5          3000          0.0119644          0.709391
      6          3500          0.0119509          0.773727
      7          4000          0.0111135          0.720665
      8          4500          0.0106757          0.750535
      9          5000          0.00974123          0.813862
     10          5500          0.00708525          0.993503

Optimization terminated: maximum number of generations exceeded.
Parallel pool using the 'local' profile is shutting down.

Resultados se guardaron en el archivo:
  D:\Test\Ciclos 13-6-2015 13-56-14.mat
fx >>
  
```

Figura 34. Ventana de comandos durante la ejecución.

En la línea de comandos se muestra la siguiente información:

1. Inicio del cluster de computación en paralelo
 2. Información inicial de diagnóstico
 3. Información de cada iteración
 4. Razón de finalización de ejecución
 5. Detener el cluster de computación en paralelo
 6. Destino y nombre del archivo de resultados
- La barra de progreso muestra en qué estado se encuentra la optimización en relación al número máximo de generaciones posibles.

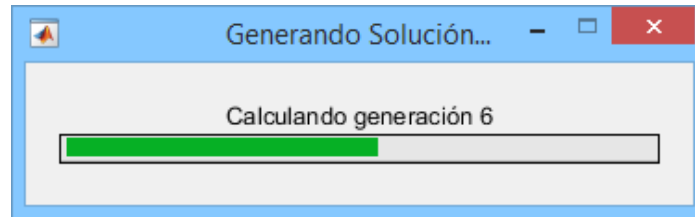


Figura 35. Barra de progreso.

La ventana de barra de progreso es una forma más accesible de mostrar el estado del proceso de optimización que la ventana de comandos.

- La ventana que muestra el frente de Pareto en cada generación. Aporta información sobre la calidad del frente de Pareto que se está obteniendo en cada iteración. Proporciona al usuario una manera de detener la optimización (botón "Stop"). Si se detiene la optimización de cualquier otra manera (por ejemplo usando control+C) no se guarda el archivo de resultados.

Nota: en la gráfica, la función objetivo 1 (Rendimiento termodinámico del ciclo, eje horizontal) toma valor negativo. Esto se debe a que "gamultiobj" solo es capaz de minimizar funciones objetivo, por lo cual para maximizar una función objetivo, se pasa su valor a "gamultiobj" como valor negativo. Esto también provoca que el frente de Pareto esté aparentemente invertido (comparado con la **Figura 25** por ejemplo).

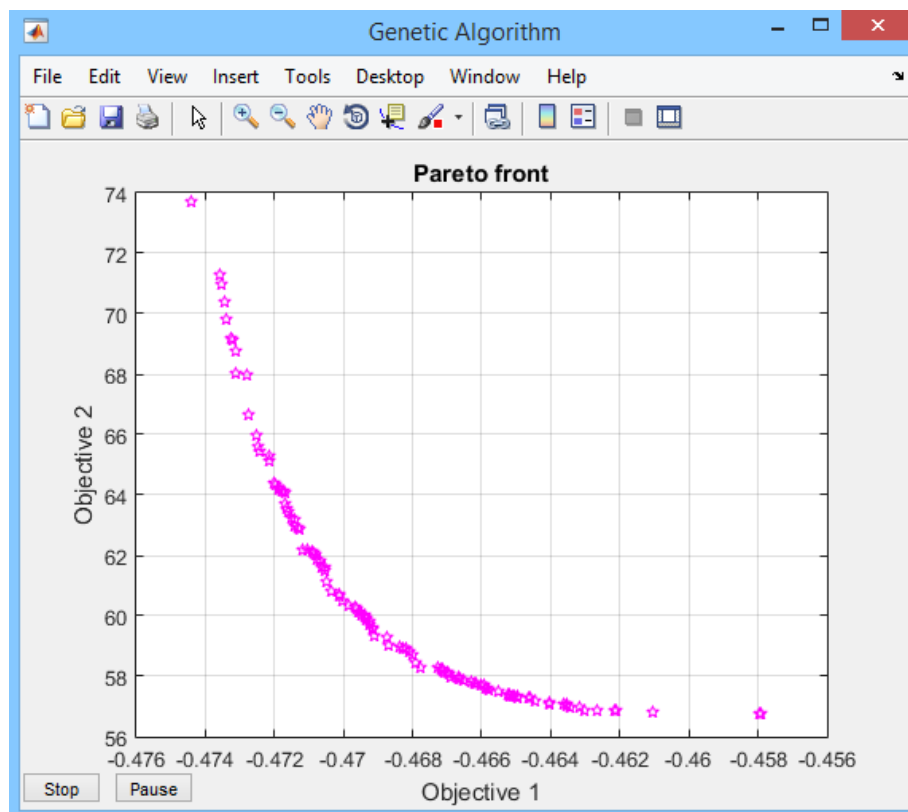


Figura 36. Frente de Pareto en cada iteración.

Una vez finaliza el proceso de cálculo (indicado por la barra de progreso y la ventana de comandos) se muestran los resultados en las interfaces de usuario presentadas en la siguiente sección.

3.4. Resultados y análisis

Terminado el proceso de cálculo, es posible estudiar los resultados mediante interfaces de usuario diseñadas a tal efecto. Se utilizan las mismas interfaces para visualizar resultados al término de una ejecución como al cargar un archivo de resultados.

3.4.1. Visualizar los resultados del algoritmo genético

Al terminar una ejecución o cargar una solución anterior, se abre la ventana mostrada en la **Figura 37**.

En esta interfaz se presenta al usuario gran cantidad de información que debe ser analizada cuidadosamente para obtener resultados válidos. El análisis del conjunto de soluciones que proporciona un algoritmo genético es complejo, debido a la cantidad de posibles soluciones que se obtienen. El programa dispone de cuatro herramientas para ayudar al usuario a obtener diseños de centrales térmicas útiles.

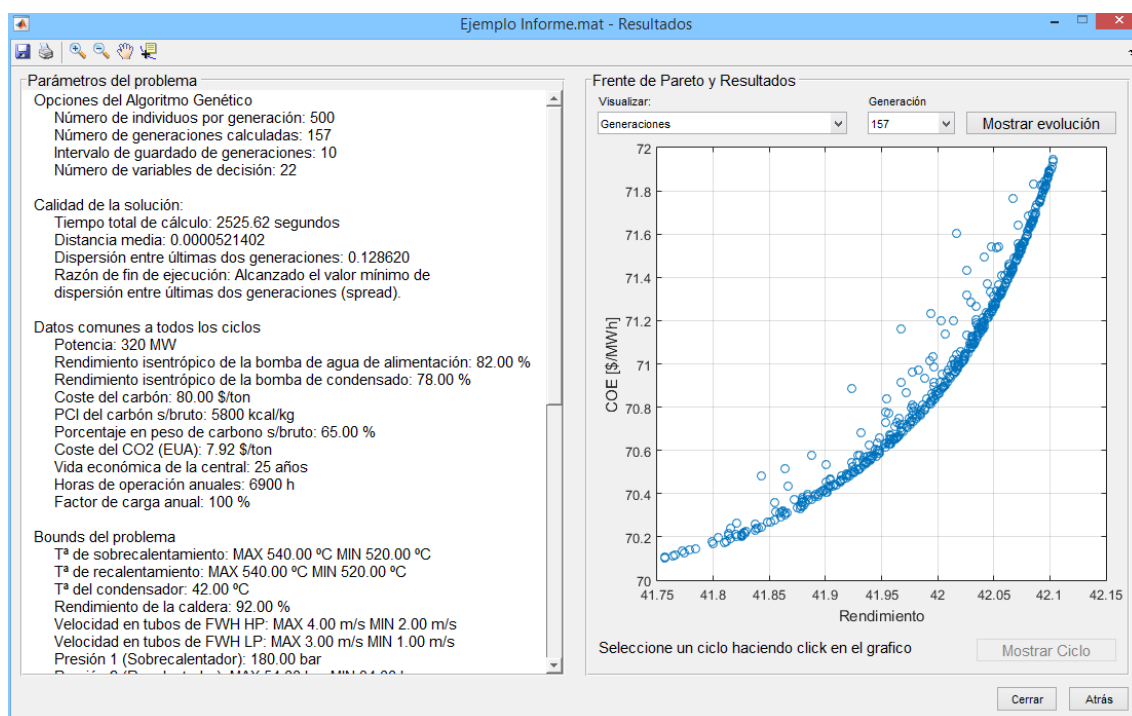


Figura 37. Ventana de resultados del algoritmo genético.

Esta ventana permite al usuario:

- Obtener información sobre la ejecución del algoritmo genético y los parámetros del problema en el texto en el lado izquierdo de la ventana (“Parámetros del problema”).
- Visualizar las generaciones que ha generado el algoritmo genético. Usando la opción “Generaciones” en el panel “Frente de Pareto y Resultados”, se puede estudiar la evolución de las generaciones y analizar cualquier ciclo de esas generaciones. Si se pulsa el botón “Mostrar evolución”, se muestra en el gráfico el progreso de las generaciones hacia el frente de Pareto final en forma de animación. Pulsando cualquiera de los ciclos de la gráfica (círculos azules) se puede abrir el ciclo para estudiarlo en detalle. Cuando el ciclo está seleccionado su color pasa a ser rojo, y

- se muestra el número de ciclo dentro de la generación en el texto de la esquina inferior izquierda. Para abrir el ciclo seleccionado, se debe pulsar el botón “Mostrar Ciclo”.
- Visualizar el frente de Pareto final obtenido por la ejecución, usando la opción “Frente de Pareto”. Al igual que en la gráfica de generaciones, se puede seleccionar un ciclo haciendo pulsando su círculo.
- Si se selecciona la opción “Variación de parámetros”, se muestra un diagrama de barras que representa la variación de cada parámetro en comparación con los demás. La variación se calcula para los ciclos del frente de Pareto. Dicha variación se calcula utilizando la fórmula:

$$\% Var_{par} = \frac{\sigma_{STD}}{Max_{par} - Min_{par}}$$

En esta fórmula, σ_{STD} es la desviación típica de los valores que ha tomado el parámetro en los ciclos del frente de Pareto. Max_{par} y Min_{par} son, respectivamente, el valor máximo del parámetro y el valor mínimo. Se obtiene un valor porcentual.

La variación de parámetros es una manera de comparar qué variables de decisión han convergido más que otras. Cuando una variable de decisión no converge hacia un óptimo (sea porque no tiene peso en las funciones objetivo o porque cualquier valor da lugar a un óptimo), toma valores dispersos dentro del rango que tenía asignado (máximo y mínimo). Por lo tanto, un valor del porcentaje de variación elevado significa que el algoritmo genético no ha encontrado ningún valor particularmente óptimo para un parámetro determinado.

Sin embargo, la lectura de este resultado debe ser precavida, puesto que pueden darse casos en los cuáles un para un parámetro el algoritmo encuentra dos o más valores óptimos, dando lugar a un porcentaje de variación de parámetro elevado cuando en realidad se han encontrado no uno sino varios valores óptimos.

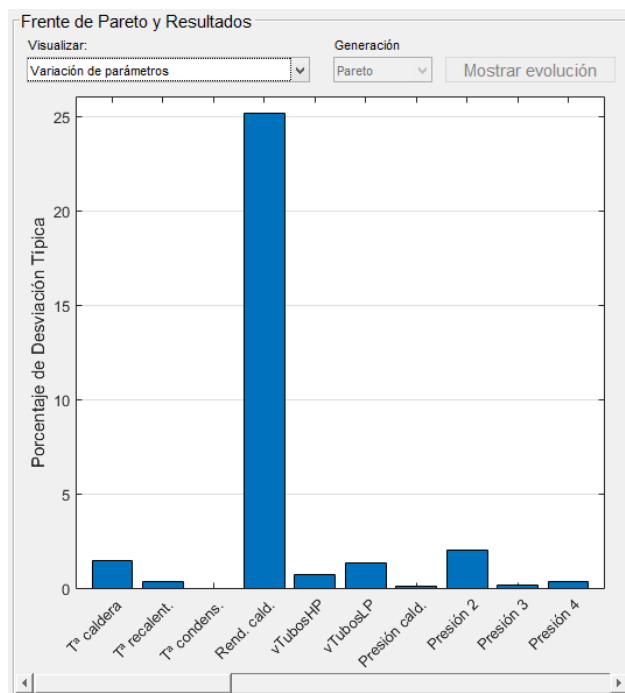


Figura 38. Variación de parámetros.

- Seleccionando la opción “Valores medios y desviaciones típicas” se puede extraer mucha información sobre qué clase de configuraciones ha obtenido el ciclo, y qué valores han tomado los parámetros que han convergido hacia un único valor.

El estudio de estos resultados es importante, puesto que son los valores que el algoritmo genético garantiza que ofrecen el máximo rendimiento en todas las configuraciones de la ejecución.

Frente de Pareto y Resultados

Visualizar: Valores medios y desviación típica Generación: Pareto Mostrar evolución

	Media	Desviación Típica	MAX	MIN	Rango (MAX - MIN)
Tª sobrecal.	539.8796	0.0126	540	520	20
Tª recalent.	539.5595	0.0168	540	520	20
Tª condens.	42	0	42	42	0
Rend. cald.	0.9200	1.3361e-15	0.9200	0.9200	0
vTubosHP	3.2468	0.0321	4	2	2
vTubosLP	2.5023	0.0203	3	1	2
Presión cald.	180	0	180	180	0
Presión 2	53.6951	0.0596	54	34	20
Presión 3	22.6002	0.0044	28	20	8
Presión 4	10.7702	0.1586	14	8.5000	5.5000
Presión 5	5.2000	1.5142e-14	5.2000	5.2000	0
Presión 6	3.5000	0	3.5000	3.5000	0
Presión 7	1.2000	3.1175e-15	1.2000	1.2000	0
Presión 8	0.5000	0	0.5000	0.5000	0
R. ls. TUR 1	0.9593	0.0014	0.9600	0.9300	0.0300
R. ls. TUR 2	0.8793	0.0135	0.9000	0.8600	0.0400
R. ls. TUR 3	0.8652	0.0082	0.8700	0.8300	0.0400
R. ls. TUR 4	0.8300	2.2268e-16	0.8300	0.8300	0
R. ls. TUR 5	0.8100	1.5588e-15	0.8100	0.8100	0
R. ls. TUR 6	0.8000	1.0021e-15	0.8000	0.8000	0
R. ls. TUR 7	0.7800	1.0021e-15	0.7800	0.7800	0
R. ls. TUR 8	0.7600	1.7815e-15	0.7600	0.7600	0
TTD FWH 1	2.7295	0.0706	8	1	7
TTD FWH 2	2.1787	0.0239	8	1	7
TTD FWH 3	3.1844	0.0360	8	1	7
TTD FWH 4	2.8064	0.0164	8	1	7

Figura 39. Tabla de valores medios y desviación típica.

La tabla de la **Figura 39** es la misma ejecución que la de la **Figura 37**. Se puede observar que el algoritmo genético encontró valores óptimos para las presiones que se fijaron como variables (Presión 2, 3 y 4 correspondientes a dos calentadores de alta presión y el desaireador). Esta conclusión se alcanza puesto que la desviación típica de estos valores es baja respecto al rango que tenían disponible (lo cual también se podría observar en la gráfica de “Variación de parámetros” de la ejecución).

También debe notarse que mientras que la Presión 2 alcanzó el máximo valor posible, las Presiones 3 y 4 tomaron valores intermedios dentro de su rango. Las temperaturas del sobrecalentador y del recalentador sin embargo alcanzaron el máximo que tenían disponible. Esto se debe a que con las funciones de coste empleadas, no existe penalización por pasar de 520°C a 540°C.

Si el usuario selecciona un ciclo de la gráfica de generaciones o del frente de Pareto, se le presenta la interfaz presentada en el siguiente apartado.

3.4.2. Analizar un ciclo termodinámico de la solución

Cuando se selecciona un ciclo en la gráfica “Generaciones” o en “Frente de Pareto”, se abre la ventana de la **Figura 40**.

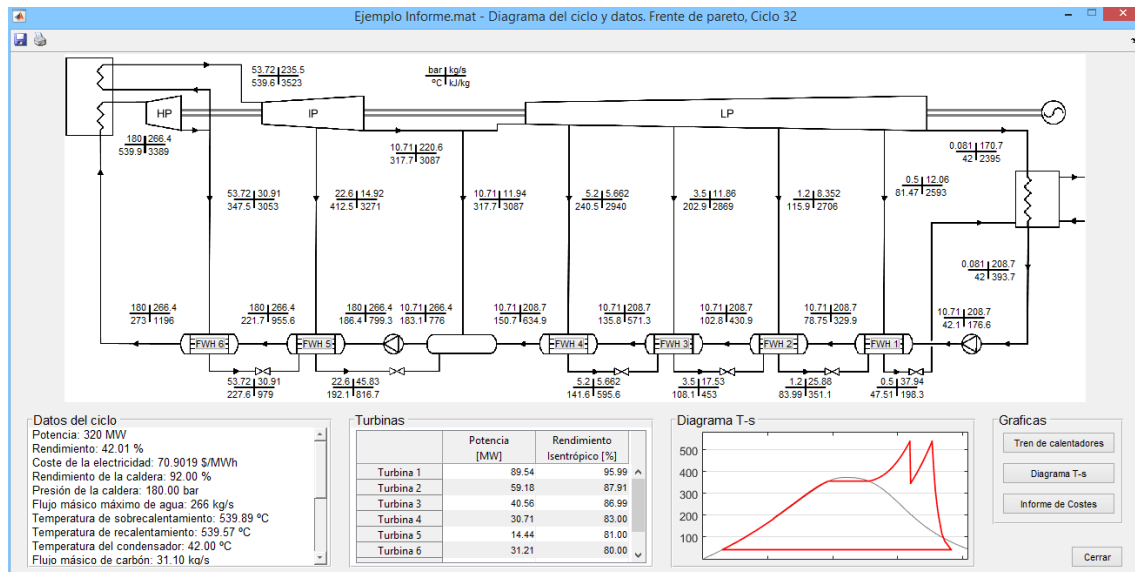


Figura 40. Ciclo subcrítico.

En esta ventana, se puede analizar el diagrama del ciclo. En el diagrama se da, para cada sección de paso del fluido de trabajo:

- Presión en bares
- Flujo másico en kg/s
- Entalpía en kJ/kg
- Temperatura en °C

Debajo del diagrama, en el panel “Datos del ciclo”, el usuario puede obtener la siguiente información sobre el ciclo:

- Potencia generada en las turbinas
- Rendimiento termodinámico del ciclo
- Coste de la electricidad
- Rendimiento de la caldera
- Presión de la caldera
- Flujo másico máximo de agua de ciclo
- Temperatura de sobrecalentamiento y de recalentamiento
- Temperatura del condensador
- Flujo másico de carbón en la caldera
- Consumo anual de carbón
- Consumo de carbón para generar un MWh de potencia
- Flujo másico de CO₂
- Emisiones anuales de CO₂
- Emisiones de CO₂ por MWh generado
- Potencia consumida por la bomba de agua de alimentación

- Potencia consumida por la bomba de condensado

En el panel “Turbinas” se muestra una tabla que enumera la potencia generada y el rendimiento isentrópico de cada turbina.

En el panel “Diagrama T-s” se presenta una versión simplificada del diagrama T-s del ciclo, que solo incluye la caldera, las turbinas, el condensador y el tren de calentadores para el agua de ciclo. Se puede visualizar el diagrama completo pulsando el botón “Diagrama T-s” en el panel “Gráficas”.

En el panel “Gráficas” también se dispone de otras dos opciones, que son “Tren de calentadores” e “Informe de Costes”. Pulsando “Tren de calentadores”, se presenta el aumento de la temperatura del agua de ciclo a medida que avanza desde la entrada del primer calentador de baja presión hasta la salida del último calentador de alta presión. La longitud de cada calentador en el eje horizontal es proporcional a su tamaño total. En la **Figura 16**, de la sección 2.3.1, se muestra esta ventana.

El “Informe de Costes” muestra un desglose por partes del coste final de la electricidad. Se puede obtener el coste de cada componente del ciclo y su contribución al COE. La misma información está disponible para el coste del combustible, el coste de operación y mantenimiento, y el coste de emisión de CO₂. El “Informe de Costes” puede encontrarse en la **Figura 22**, sección 2.5.

Si se pulsa el botón que está colocado sobre cada calentador cerrado, se presenta al usuario la ventana mostrada en la **Figura 41**.

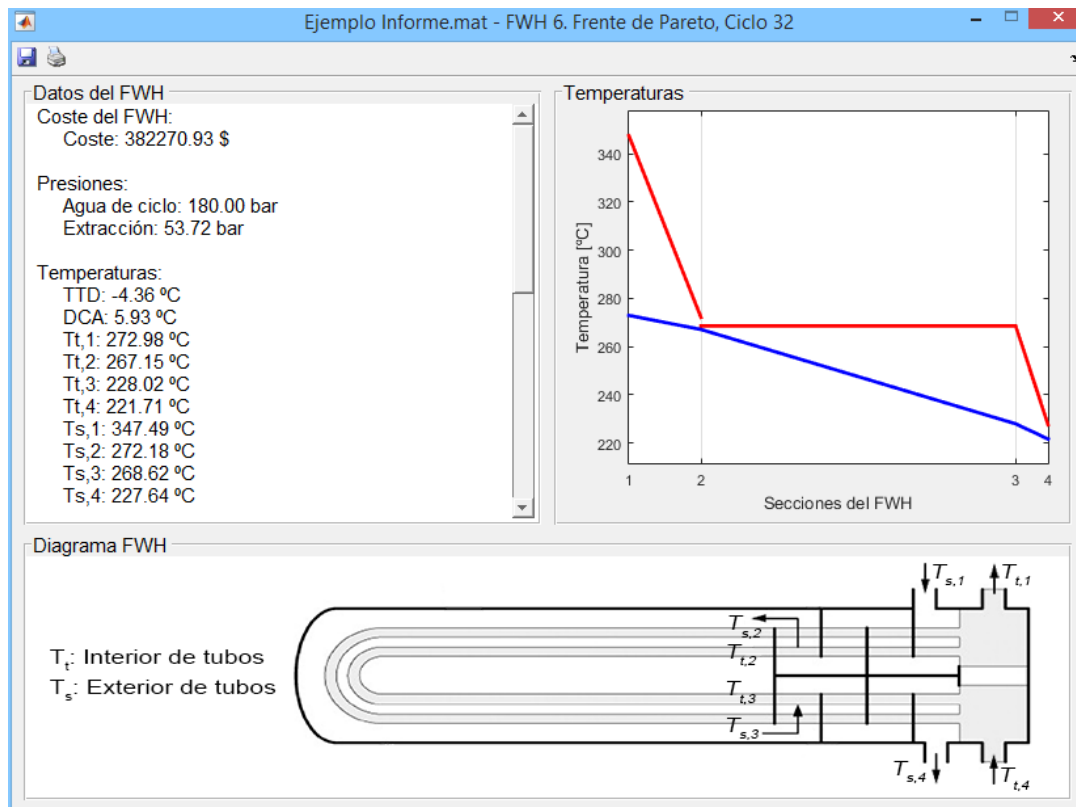


Figura 41. Ventana de información de calentador cerrado.

En dicha ventana, se puede obtener la siguiente información para cada calentador:

- Estimación del coste del calentador
- Presiones de los dos fluidos de trabajo
- Parámetros TTD, DCA y temperaturas dentro del calentador
- Flujos másicos en el calentador
- Calor intercambiado en cada sección y en total
- Coeficientes globales de transferencia de calor
- Longitudes de cada sección y total
- Número de tubos
- Velocidad de flujo en el interior de los tubos
- Diámetro de la carcasa
- Demás parámetros geométricos

En esta ventana también se puede visualizar la temperatura del agua de alimentación y del vapor de la extracción a medida que avanzan por el calentador. También se presenta un diagrama del calentador que resulta de utilidad para leer las temperaturas en cada sección.

4. Sensibilidad de la solución a la variación de parámetros

Se estudiará cómo varía el frente de Pareto para ciertos parámetros de interés. El resto de variables de decisión modifican el rendimiento y el COE del ciclo, pero no de forma tan significativa como los parámetros que se van a estudiar a continuación.

4.1. Rendimiento de la caldera

En la sección **2.2.1**, se explica que la caldera influye de manera muy significativa en el rendimiento final del ciclo.

Para comprobar cómo se refleja esta influencia en el Frente de Pareto que se puede obtener con el algoritmo genético, se ejecutan tres procesos de optimización, cada uno con tres rendimientos de caldera distintos. El resto de parámetros permanecen iguales en las tres ejecuciones. Los parámetros que se dejan como rangos son:

- La temperatura del sobrecalentador y el recalentador.
- La velocidad de flujo en los tubos.
- La presión del sobrecalentador, del recalentamiento (primer calentador) y la del desaireador.
- Rendimientos isentrópicos de las turbinas de alta y media presión
- TTD y DCA de los calentadores.

Los demás parámetros se dejan fijos para acelerar el tiempo de computación y disminuir el número de generaciones e individuos necesarios. Se calculan, para cada uno de los intentos, 100 generaciones de 250 individuos cada una.

Los tres valores del rendimiento de caldera escogidos son:

- 88%. A este rendimiento la penalización por rendimiento en el coste de la caldera no es importante.
- 92%. Misma penalización que al 88%, se espera que mejore el coste al mejorar el rendimiento del ciclo.
- 95%. Significativa penalización por rendimiento. Mejor rendimiento del ciclo pero se espera peor coste.

En la **Figura 42** se muestra el frente de Pareto generado con estas tres configuraciones. Se puede observar que el mejor rendimiento se obtuvo con la caldera de 95% de rendimiento, pero el coste de la electricidad se eleva demasiado para este rendimiento.

La caldera de 92% de rendimiento dio lugar a ciclos de mejor rendimiento que la caldera de 88%, y con COE menor. Esto se debe a que no hay penalización de coste al pasar del 88 al 92%, pero al consumir menos carbón al año la central, el coste de la electricidad es menor.

Por último, se debe observar que es posible que exista un equilibrio para esta configuración entre el 92 y el 95% de rendimiento de caldera. Ejecutando el algoritmo genético con el rendimiento de la caldera como variable de decisión, y valor máximo 95% y mínimo 88%, se

obtiene el frente de Pareto que se presenta en la **Figura 43**. Se representan también los frentes de 92 y 95% de la **Figura 42**.

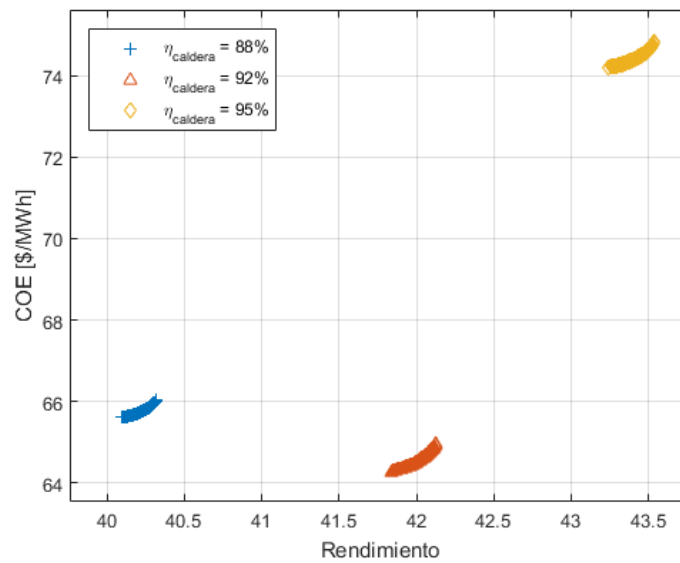


Figura 42. Frentes de Pareto para tres rendimientos de caldera distintos.

En la **Figura 43** se observa como el algoritmo genético encuentra un frente de Pareto que se sitúa entre los frentes de la **Figura 42**. En este frente, los ciclos tienen un rendimiento de caldera mayor hasta aproximarse a los resultados obtenidos en el Frente de Pareto del 95% de rendimiento.

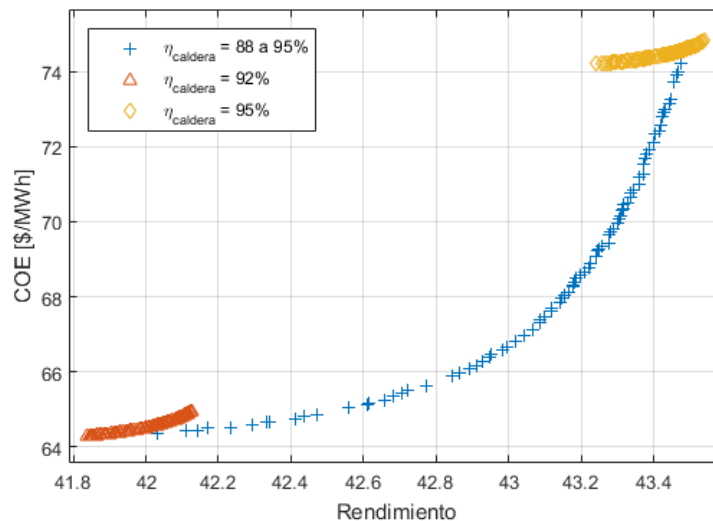


Figura 43. Frente de Pareto con rendimiento de caldera variable.

Nótese que en la **Figura 43** se obtuvieron ciclos con mejor rendimiento que los del frente de Pareto con rendimiento del 92%, y que se alcanzaron niveles de rendimiento como los del frente de 95% con costes mucho menores. No hay ciclos con 88% de rendimiento en la solución puesto que no compiten con los ciclos con rendimientos iguales o superiores al 92%.

Dado que las calderas subcríticas no tienen rendimientos superiores al 93%, en la optimización de este tipo de centrales no resulta de interés dejar el rendimiento de la caldera como variable de decisión. Esto se debe a que el algoritmo genético siempre asigna el valor máximo del rendimiento si el valor máximo del rango es menor al 94% (valor aproximado). En el caso de centrales supercríticas, que sí superan el 95% de rendimiento, se puede dejar como variable de decisión para obtener un frente de Pareto más amplio.

4.2. Temperatura del condensador

Por las razones explicadas en la sección 2.2.3, el coste del condensador aumenta al bajar la temperatura de condensación. Pero al bajar la temperatura del condensador se produce un aumento del rendimiento termodinámico del ciclo.

Por esta razón, es conveniente estudiar como varía el frente de Pareto para diferentes temperaturas de condensación. Se estudiará una central con la misma configuración que en el apartado anterior, usando un rendimiento de caldera del 92%. Se obtendrán tres frentes de Pareto para las siguientes temperaturas del condensador:

- 38°C.
- 45°C.
- 52°C.

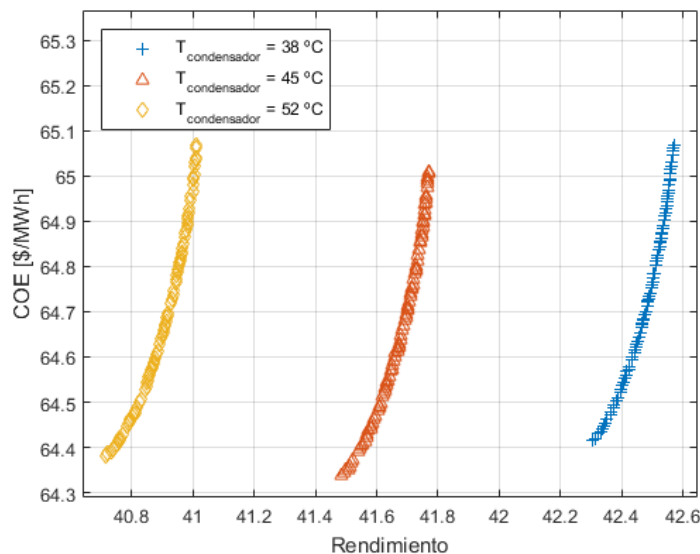


Figura 44. Frentes de Pareto para distintas temperaturas del condensador.

Se aprecia en la **Figura 44** la mejora de rendimiento al bajar la temperatura del condensador, que es muy significativa (1 punto al bajar de 45 a 38, aproximadamente 0.8 puntos al bajar de 52 a 45). El coste del condensador baja considerablemente al aumentar la temperatura:

- 7.5 M\$ para los ciclos con el condensador de 38°C
- 4.8 M\$ para los ciclos con el condensador de 45°C.
- 2.5 M\$ para los ciclos con el condensador de 52°C.

Pero debido al elevado coste del resto de los equipos (en torno a 65 M\$ en total en las tres ejecuciones), la disminución en el coste del condensador no se traduce en un menor coste de la electricidad, en conjunción con el empeoramiento del rendimiento.

4.3. Potencia de la central

La potencia de la central no influye directamente en el rendimiento termodinámico de la misma si se utiliza el método de cálculo explicado en la sección 2. Esto es debido a que la potencia generada por la central aumenta linealmente con el flujo másico de agua de la misma, pero sin modificar el rendimiento individual de los equipos ni las presiones, por lo cual el rendimiento no aumenta ni disminuye. Lo que cambia al aumentar el flujo másico de agua es el coste de los equipos, puesto que se someten a una mayor carga y sus dimensiones son mayores.

El coste de la electricidad sí debe variar. Al aumentar la potencia de la central, para una misma cantidad de horas anuales de producción la central produce más energía eléctrica. Este aumento de la producción disminuye el coste (sección 2.5), y para que el coste total baje, esta disminución debe superar al aumento del coste de los equipos.

Se utilizará el mismo método que en los dos estudios anteriores. Se obtendrá un frente de Pareto para la misma configuración subcrítica de la sección 4.1 usando tres potencias distintas:

- 320 MW
- 450 MW
- 580 MW

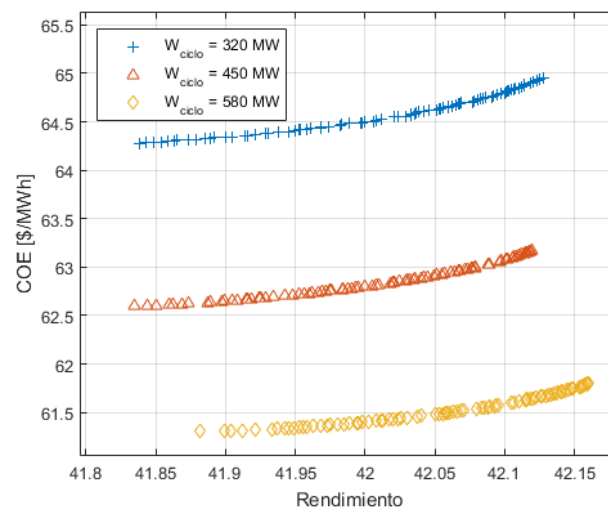


Figura 45. Frentes de Pareto para distintas potencias.

En la **Figura 45**, se muestran los resultados de las tres ejecuciones. Se puede comprobar que el rendimiento de la central permanece prácticamente constante, mientras que el coste disminuye significativamente al aumentar la potencia (aproximadamente 3 \$/MWh al pasar de 320 MW a 580 MW).

4.4. Temperatura de sobrecalentamiento y recalentamiento

Los apartados anteriores se han resuelto utilizando un intervalo de entre 520 y 540°C para tanto el recalentador como el sobrecalentador. Se puede esperar una mejora del rendimiento al elevar el rango, pero no necesariamente una mejora del coste de la electricidad debido al aumento del coste de la caldera y las turbinas.

Se estudiarán tres configuraciones distintas, las tres usando la configuración del apartado 4.1 con rendimiento de caldera igual a 92%:

- Sobrecalentador y recalentador entre 520 y 540°C.
- Sobrecalentador y recalentador entre 540 y 570°C.
- Sobrecalentador fijo en 540°C, y recalentador variable entre 540 y 570°C.

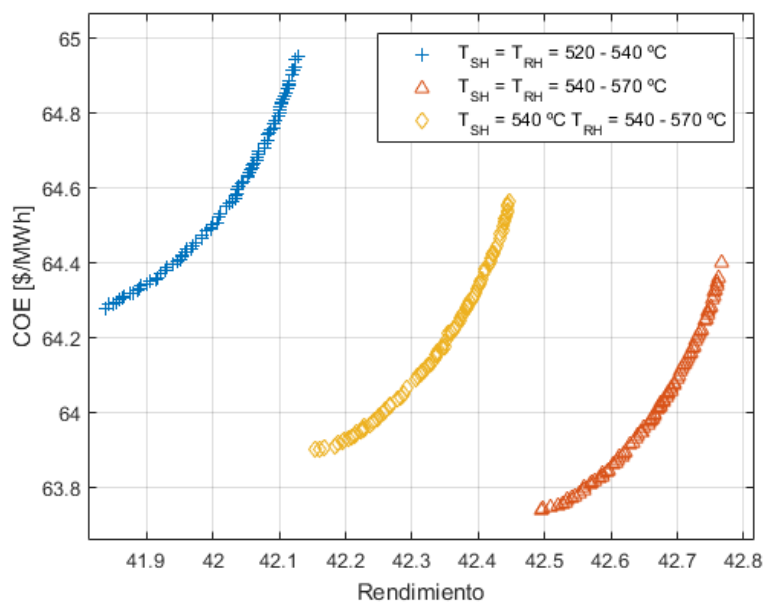


Figura 46. Frentes de Pareto para distintas temperaturas de sobrecalentador y recalentador.

En los tres casos estudiados, el algoritmo genético converge hacia la temperatura más elevada posible. Esto se debe a que aumentar la temperatura mejora el rendimiento, pero de acuerdo a lo predicho en la **Figura 6**, la penalización por aumentar la temperatura es pequeña. Por esta razón el coste no aumenta lo suficiente como superar la disminución del COE provocada por el aumento del rendimiento.

Elevar la temperatura del recalentador es beneficioso para el rendimiento termodinámico del ciclo, como se puede observar en el frente de Pareto del tercer caso, que tuvo mejor rendimiento que el primero.

5. Estudio de casos prácticos

A continuación se presentan ejemplos de estudios de optimización que se pueden llevar a cabo usando el programa descrito anteriormente. Los valores que se han utilizado no necesariamente son representativos de las limitaciones reales de centrales térmicas, sino que se ha buscado mostrar posibles resultados que se pueden obtener y el tipo de análisis que se debe realizar de dichos resultados.

Para utilizar el programa con el objetivo de diseñar una central térmica real, se debería estudiar en primer lugar cuáles son los límites de que se deben poner en cada parámetro. Por ejemplo, sería necesario estudiar qué turbinas están disponibles en el mercado y cuáles son las presiones de sus extracciones para establecer un máximo y un mínimo. Una vez obtenida una solución óptima, se buscaría aproximarse lo máximo posible a dicha solución usando componentes reales.

5.1. Centrales subcríticas

5.1.1. Número de calentadores frente a rendimiento y coste

Uno de los problemas más importantes a los que se enfrenta el diseñador de una central térmica durante el diseño de la misma es elegir la configuración del tren de calentadores, y en concreto, el número de los mismos que debe instalar.

En la sección **2.3.2** se explica cómo el tren de calentadores modifica el rendimiento termodinámico de una central térmica. Es necesario añadir ahora que los costes también se elevan marginalmente al añadir más calentadores. Este aumento de coste, aunque marginal debido al bajo coste de los calentadores, se refleja en los resultados de una comparación. También influyen en los costes las variaciones en las presiones que se tienen que hacer para crear configuraciones viables. Los siguientes parámetros fueron comunes a todas las configuraciones:

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Potencia	320 MW	Velocidad tubos HP	MAX 4 MIN 2
Tª Condensador	42 °C	Velocidad tubos LP	MAX 3 MIN 1
Rendimiento Caldera	92 %	Coste carbón	70 \$/ton
P. Sobrecalentador	180 bar	PCI Carbón	6000 kcal/kg
Tª Sobrecalentador	540 °C	% C carbón	68 %
Tª Recalentador	540 °C	Coste CO ₂	7.916 \$/ton
Rend. Bomba Al.	82 %	Vida económica	25 años
Rend. Bomba Cond.	78 %	Horas operación	6900 horas/año
		Factor de capacidad	100 %

Tabla 2. Parámetros comunes en caso subcrítica.

Todas las configuraciones tuvieron un límite de 200 generaciones, cada generación con 500 individuos. Los trenes de calentadores de cada cálculo tuvieron los siguientes límites en sus presiones. La denominación del cálculo es según el número de calentadores. Por ejemplo, 2 HP 3 LP es un ciclo de dos calentadores de alta presión y tres de baja presión. Las dos últimas

configuraciones (3 HP 4 LP RHM y 4 HP 4 LP RHM) tienen el recalentamiento colocado a la presión de la segunda extracción (Presión 3).

Presión	2 HP 4 LP		3 HP 4 LP		2 HP 3 LP		3 HP 5 LP		3 HP 4 LP RHM		4 HP 4 LP RHM	
2	54	40	62	44	54	42	66	54	72	62	64	56
3	26	18	34	28	28	18	40	34	52	46	48	40
4	14	8	24	18	14	8	28	22	28	18	34	28
5	5.2		14	8	5.2		18	12	14	8	24	18
6	3		5.2		2.5		8		5.2		14	8
7	1.2		3		0.5		5.2		3		5.2	
8	0.5		1.2				2.8		1.2		3	
9			0.5				1.2		0.5		1.2	
10							0.5				0.5	

Tabla 3. Presiones en los trenes de calentadores de las configuraciones.

Se crearon seis configuraciones del tren de calentadores, buscando tener un amplio abanico de posibilidades, para dar tanto soluciones similares a las existentes en la industria como configuraciones distintas.

El rendimiento isentrópico de las turbinas se configuró siguiendo los siguientes límites:

- Turbina de alta presión variable entre 96.5% y 93%, con el rendimiento bajando de manera sucesiva en los escalones.
- Turbina de media presión variable entre 86% y 82%, con el rendimiento bajando de manera sucesiva en los escalones.
- Turbina de baja presión toma valores fijos entre el 82% y el 76%.

Los parámetros TTD y DCA se configuraron con los siguientes límites:

- TTD entre -1 y -4.5 para los calentadores de alta presión
- TTD entre 3 y -4.5 para los calentadores de media presión
- TTD entre 8 y 1 para los calentadores de baja presión
- DCA entre 8 y 3 para todos los calentadores

El resultado obtenido se muestra en la **Figura 47**. Resulta evidente que las configuraciones que peor resultado obtuvieron son las dos configuraciones con el recalentador movido. Esto era esperado, pues al contar con más calentadores y más presión del recalentador su coste es más elevado. En una central subcrítica, en la cual la presión máxima de las extracciones está limitada, este tipo de configuraciones no son rentables.

Las configuraciones más competitivas fueron la configuración 2-3 y la configuración 2-4. En la industria la disposición 2-4 es la más habitual, y se comprueba que ofrece costes muy cercanos al mínimo con un rendimiento mayor que la configuración 2-3 (que obtuvo el mínimo). El coste mínimo de la configuración 2-3 es de 64.13 \$/MWh, con un rendimiento del 41.7%. La configuración 2-4 logra un coste mínimo de 64.23 \$/MWh y un rendimiento del 41.79%.

La configuración 3-4 también es competitiva en costes y en rendimiento, pero no alcanza costes tan bajos como las dos configuraciones anteriores (64.44 \$/MWh y rendimiento 41.95%).

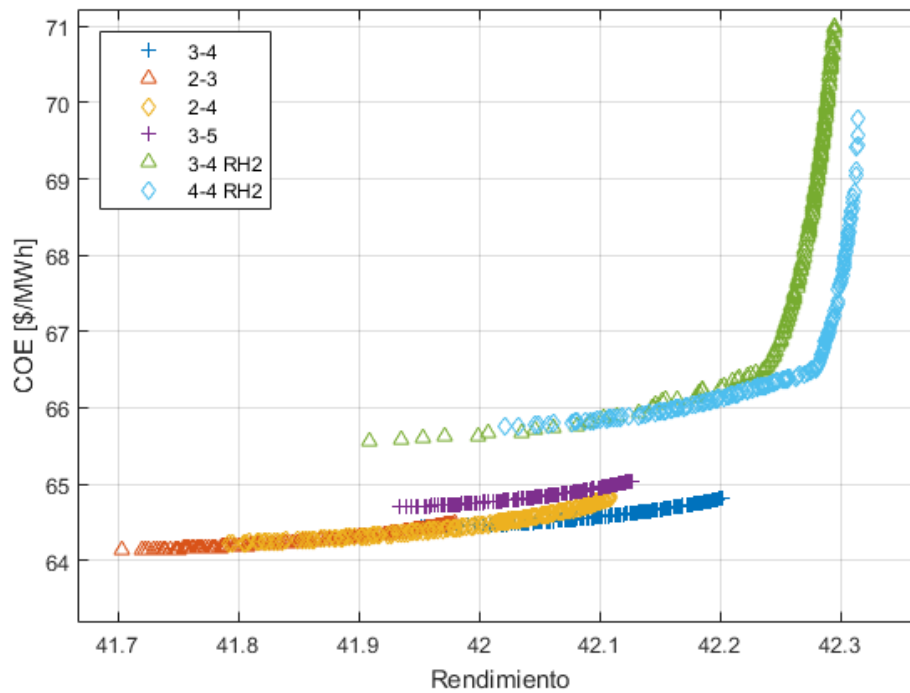


Figura 47. Resultados caso subcrítico.

Aunque en una primera aproximación se podría afirmar que la configuración 2-3 es la más óptima por tener coste mínimo, resulta necesario estudiar el tamaño de los calentadores en comparación con la configuración 2-4. Mientras que los calentadores de alta de la primera son similares a los de la segunda, los de baja tienen dimensiones más grandes.

En los ciclos de mínimo coste de ambas soluciones, las longitudes de tubos de los calentadores son las enumeradas en la **Tabla 4**. DSH es la longitud del desrecalentador, CON es la longitud del condensador y SUB es la longitud del subenfriador.

Calentador	2 HP 3 LP			2 HP 4 LP		
	DSH	CON	SUB	DSH	CON	SUB
1	0	27.99	5.35	0	22	5.24
2	2	19.77	3.62	0.55	17.11	2.5
3	1.72	13.9	0.93	1.2	13.13	1.77
4	4.95	28.08	4.06	1.23	10.7	0.68
5	6.4	28.3	3.45	3.83	21.09	3.96
6				6.24	27.37	3.07

Tabla 4. Longitud en metros de las secciones de los calentadores.

Se observa que los calentadores de la configuración 2-3 son siempre de mayor tamaño que los de la configuración 2-4, lo cual daría lugar a que la central tuviera una inercia térmica muy elevada que afectaría al proceso de arranque. En este sentido, la configuración 2-4 tendría un arranque mejor.

El algoritmo genético, para maximizar el rendimiento del ciclo, busca elevar lo más posible la temperatura de salida del tren de calentadores. Para lograrlo, se debe aumentar la presión y bajar el TTD al valor mínimo posible. Cuando la presión disponible no es suficiente, se alcanza un valor del TTD mínimo (el mínimo del rango asignado en la configuración).

Si el valor del parámetro TTD es muy bajo, el salto térmico disponible en el calentador es pequeño. Con un salto térmico reducido, se necesita mayor área de intercambio y flujo másico para transferir el calor necesario. Como se verá en el apartado 5.1.3, los calentadores de la configuración 2-3 tienen valores de TTD más bajos que la configuración 2-4, a pesar de tener ambas configuraciones los mismos límites.

Por último, es necesario puntualizar que mayores potencias de ciclo favorecen a ciclos con rendimientos más elevados. Es decir, mientras que una configuración es ligeramente peor que otra para una potencia determinada (por ejemplo, 2-4 contra 2-3 en la **Figura 47**), podría estar en paridad de costes para una potencia mayor. Esto es debido a que al aumentar la potencia se incrementa la importancia el rendimiento del ciclo en el coste final de la electricidad. En la figura 45 se presentan las configuraciones 2-3 y 2-4 para una potencia de 580 MW. El mínimo económico se sitúa en 61.24 para la configuración 2-3 y en 61.28 para la configuración 2-4. Obsérvese que la diferencia es menor que en el caso de 320 MW.

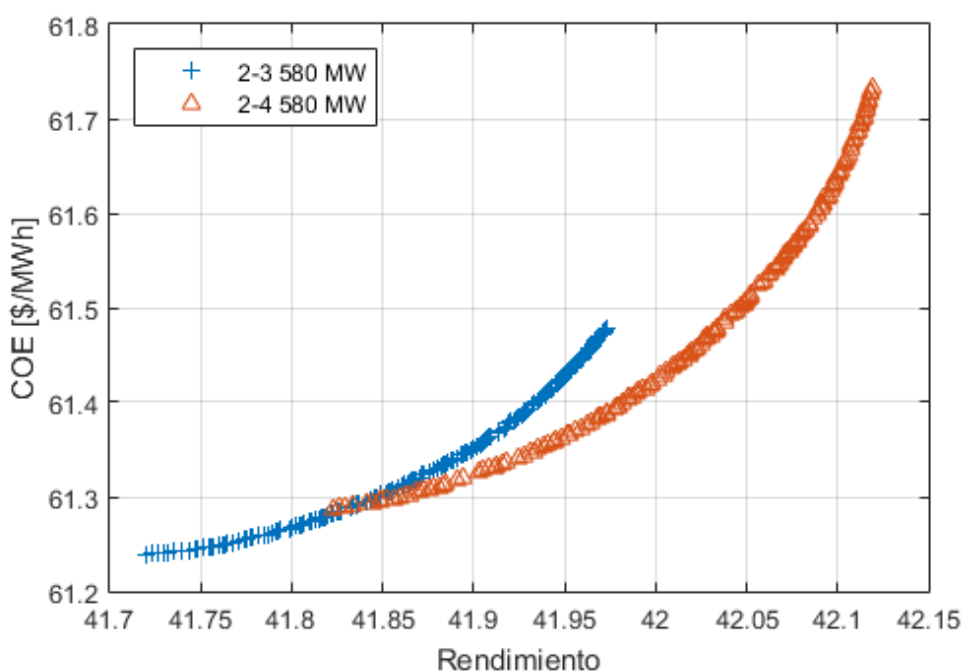


Figura 48. Configuraciones 2-3 y 2-4 con 580MW de potencia.

5.1.2. Presión óptima en los calentadores de alta y media presión y en el desaireador

En la **Tabla 5** se presentan las presiones obtenidas en los ciclos de mínimo coste de las soluciones 2-3 y 2-4, y también se presenta para propósitos de comparación un diseño industrial subcrítico común, que ofrece un rendimiento del 41.35% y un coste de 64.4615 \$/MWh. Los ciclos óptimos de las configuraciones 2-3 y 2-4 suponen ambos una mejora significativa respecto a la configuración del diseño industrial.

En general, las dos configuraciones tienen presiones más elevadas que los diseños industriales comunes. Los valores obtenidos no alcanzan los máximos fijados en la Tabla 3, lo cual indica que los resultados obtenidos no son triviales (en comparación con casos en los cuales es evidente que el algoritmo genético siempre elige el valor máximo).

Presión	2 HP 4 LP	2 HP 3 LP	Diseño Industrial
2	52.16	53.62	41
3	20.45	21.12	18
4	10.54	11.61	9
5	5.2	5.2	5
6	3	2.5	3.25
7	1.2	0.5	1.2
8	0.5		0.5

Tabla 5. Presiones en las soluciones óptimas.

Aumentar la presión de las extracciones favorece el rendimiento del ciclo, puesto que al elevar la presión del vapor se incrementa la temperatura de saturación y por tanto la temperatura de salida del agua (puesto que esta depende del TTD).

5.1.3. Parámetros TTD y DCA óptimos

Las configuraciones óptimas tienen los siguientes valores de los parámetros TTD y DCA. Nótese que existen diferencias significativas con el diseño industrial.

Calentador	2 HP 4 LP		2 HP 3 LP		Diseño Industrial	
	TTD	DCA	TTD	DCA	TTD	DCA
6	-4.39	5.59	-4.63	4.79	-2	5.5
5	-3.46	5.2	-4.16	4.84	0	5.5
4	2.07	4.11	1.47	5.01	3	5.5
3	2.31	4.68	1.38	4.24	3	5.5
2	1.44	5.09	1.1	5.44	3	5.5
1	1.71	4.81			3	5.5

Tabla 6. Parámetros TTD y DCA en mínimos económicos y diseño industrial.

Como se explicó anteriormente, el algoritmo genético minimiza el valor del TTD en los calentadores de alta para aumentar la temperatura de salida del tren (el tren de la configuración 2-4 genera agua de ciclo a 20°C más que el tren del diseño industrial).

Debido al bajo coste relativo de los calentadores en comparación al resto de componentes de una central térmica, y a la no existencia de una penalización por inercia térmica en el arranque, el algoritmo genético puede aumentar la temperatura de salida del tren dando lugar a calentadores grandes sin empeorar el coste. Esto es una limitación de las funciones de coste, que no es fácilmente subsanable debido a la dificultad de estimar los costes de los equipos.

Se muestran en la **Figura 49** y **Figura 50** los diagramas de proceso de los óptimos económicos de las configuraciones 2-3 y 2-4.

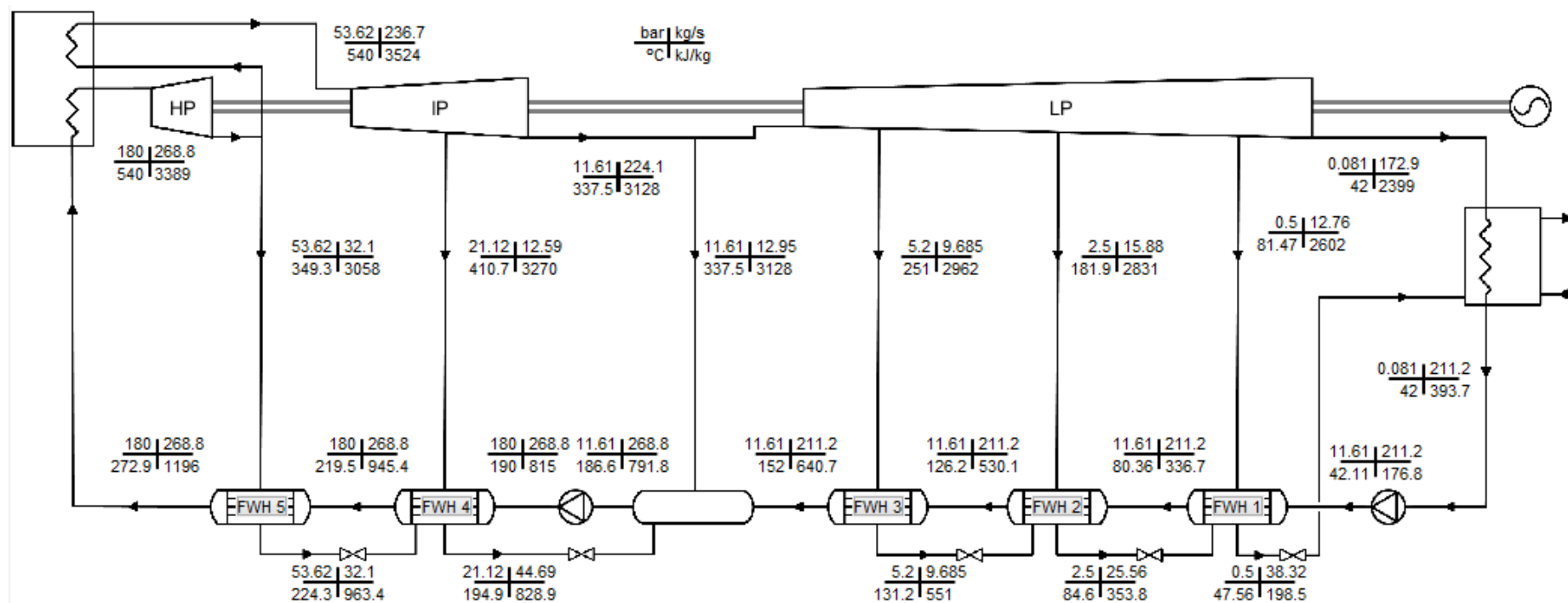


Figura 49. Óptimo económico de la configuración 2-3.

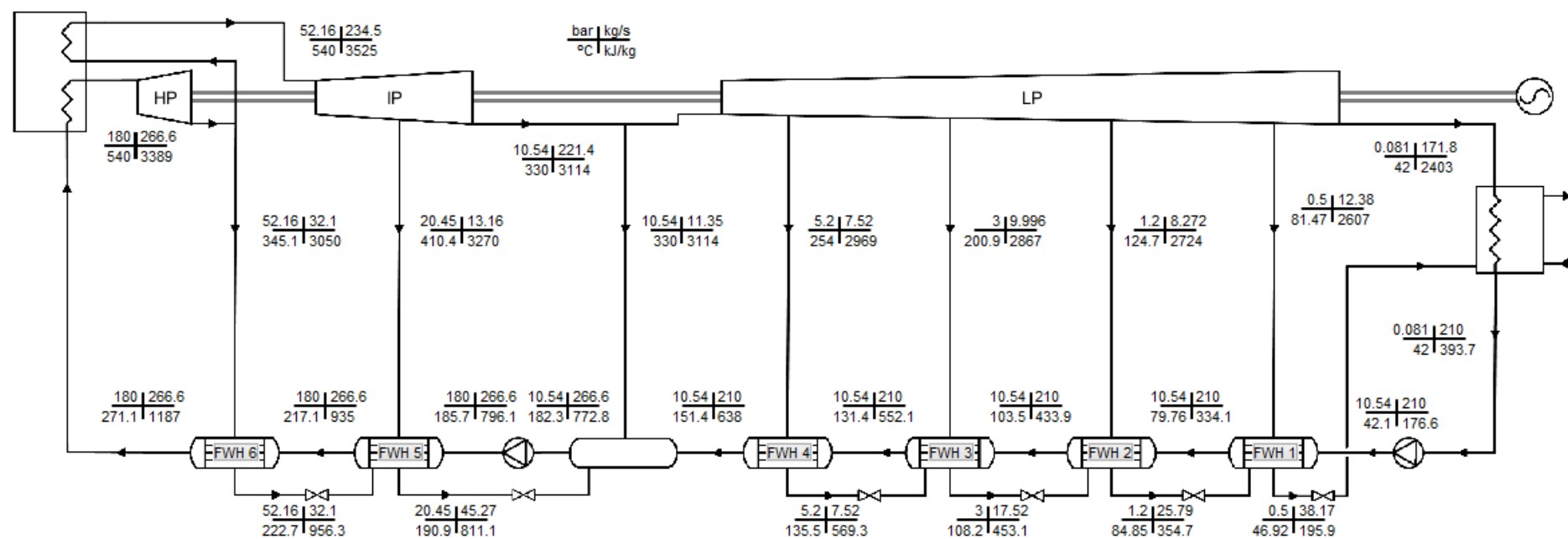


Figura 50. Óptimo económico de la configuración 2-4.

5.2. Centrales supercríticas

Aunque el programa se diseñó para optimizar centrales subcríticas, también puede ser usado sin ninguna modificación para optimizar centrales supercríticas. Esto se debe a que las propiedades del agua se obtienen con funciones cuyo rango de validez incluye las altas presiones y temperaturas propias de las centrales supercríticas y ultracríticas.

El estudio realizado para el caso de centrales supercríticas es similar al anterior. En este ejemplo, se introducen como parámetros variables el rendimiento de la caldera, las temperaturas de sobrecalentamiento y recalentamiento, y la presión de la caldera.

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
Potencia	850 MW	Velocidad tubos HP	MAX 4 MIN 2
Tª Condensador	42 °C	Velocidad tubos LP	MAX 3 MIN 1
Rendimiento Caldera	Min 93 Max 95.5 %	Coste carbón	70 \$/ton
P. Sobrecalentador	Min 280 Max 320 bar	PCI Carbón	6000 kcal/kg
Tª Sobrecalentador	Min 590 Max 620°C	% C carbón	68 %
Tª Recalentador	Min 590 Max 620°C	Coste CO ₂	7.916 \$/ton
Rend. Bomba Al.	82 %	Vida económica	25 años
Rend. Bomba Cond.	78 %	Horas operación	6900 horas/año
		Factor de capacidad	100 %

Tabla 7. Parámetros comunes en configuraciones, caso supercrítico.

Los límites en las presiones de las extracciones fueron:

Presión	3 HP 4 LP RH1		3 HP 4 LP RH2		3 HP 5 LP RH2		4 HP 4 LP RH2		4 HP 5 LP RH2	
2	95	60	120	90	120	85	120	90	130	90
3	50	40	70	40	70	52	72	58	75	64
4	30	20	30	20	42	34	46	40	52	44
5	14	8	14	8	24	17	32	25	36	30
6	5.2		5.2		8.5		18	10	24	16
7	2.8		2.8		5.2		5.2		8.5	
8	1.2		1.2		2.8		2.8		5.2	
9	0.5		0.5		1.2		1.2		2.8	
10					0.5		0.5		1.2	
									0.5	

Tabla 8. Presiones en los trenes de calentadores de las configuraciones del caso supercrítico.

Se asignaron parámetros distintos a las configuraciones para obtener un rango amplio de soluciones. Los resultados obtenidos se presentan en la **Figura 51**. El mínimo económico se obtiene con la configuración 3-4 con recalentador en la primera extracción. El rendimiento máximo se alcanza con la configuración 4-4.

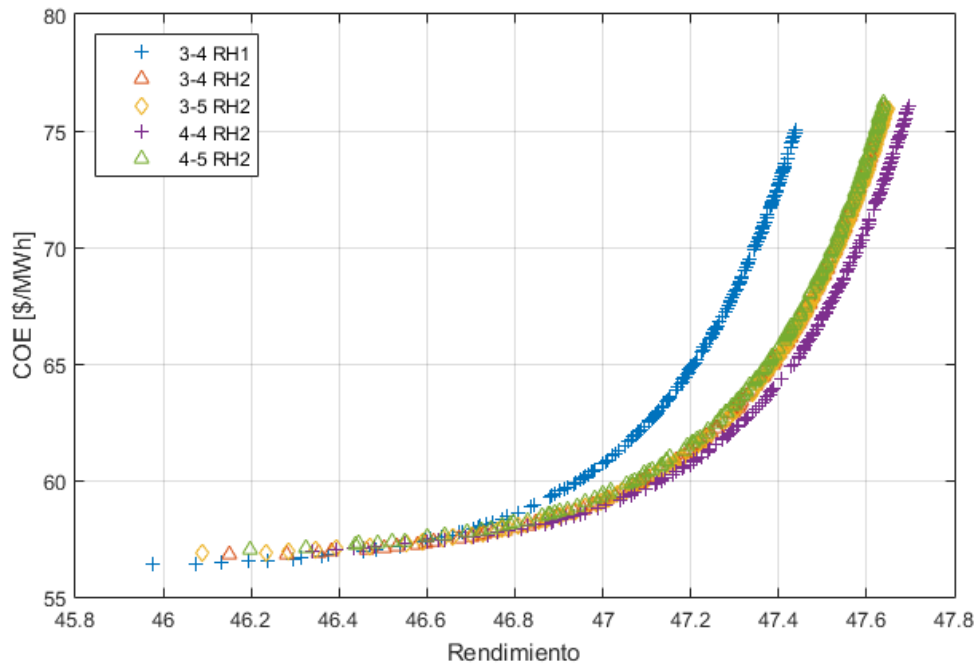


Figura 51. Comparación de frentes de Pareto del caso supercrítico.

Existe una gran similitud de coste y rendimiento para las configuraciones con el recalentamiento situado en la segunda extracción (es decir, ciclos que tienen una extracción intermedia en la turbina de alta presión). Además, se obtienen rendimientos mejores que los que ofrece la configuración 3-4 con el recalentamiento en la primera extracción, lo cual sugiere que se deben buscar configuraciones con esa característica.

Debido a la elevada presión disponible en las extracciones, los calentadores de estas configuraciones son de menores dimensiones que los obtenidos para las configuraciones subcríticas. El valor del parámetro TTD tampoco alcanza valores tan bajos como en el caso anterior.

Los calentadores están alimentados con vapor cuya temperatura alcanza los 450°C en el caso de la primera extracción (calentador de alta presión). Esto daría lugar a costes más elevados que los previstos por las funciones de costes, lo cual distorsionaría los frentes de Pareto obtenidos.

En los resultados obtenidos, el parámetro con mayor variación es el rendimiento de la caldera, que da lugar a muy significativas variaciones del rendimiento y el coste (**Figura 43**). Un estudio más riguroso de la configuración del tren de calentadores consistiría en fijar el rendimiento y temperaturas de la caldera (tal como se hizo en la sección 5.1). Con una configuración de ese tipo, el algoritmo encontraría más variaciones de la configuración al deber optimizar para un menor número de variables.

En la **Figura 52** se presenta el diagrama de proceso del mínimo económico de la configuración 3-4 RH2. Este ciclo es de particular interés por superar el 46% de rendimiento y ser una configuración similar a diseños existentes en la industria. El ciclo alcanza un rendimiento del 46.15% y un tiene un COE de 56.8066 \$/MWh.

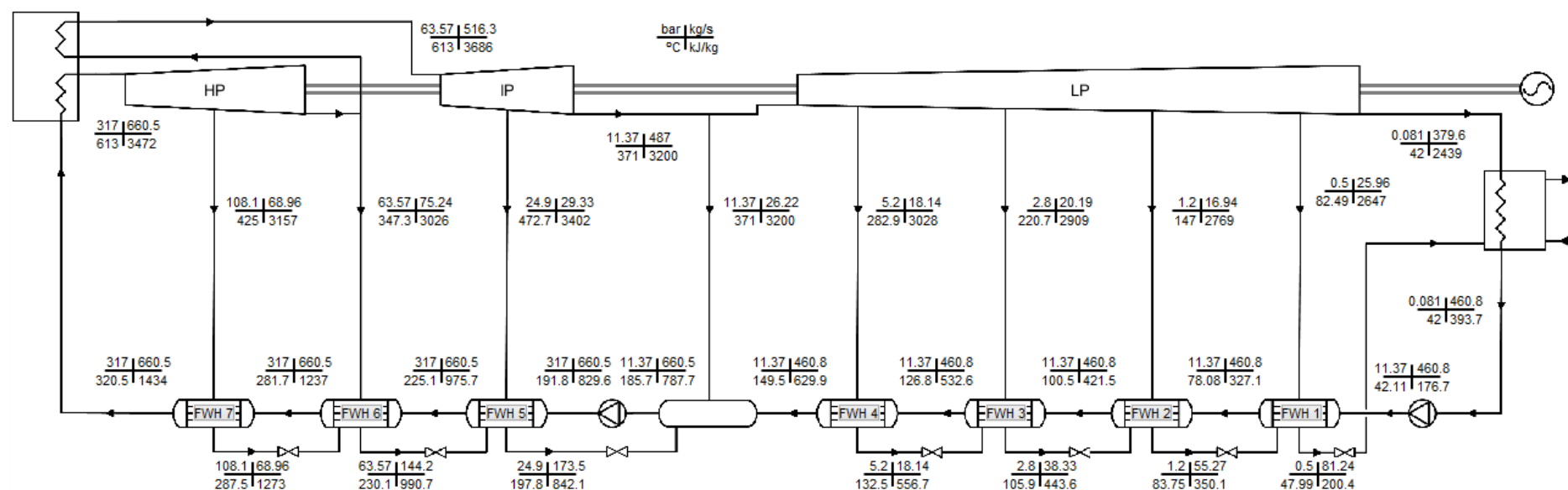


Figura 52. Óptimo económico de la configuración 3-4 RH2.

6. Conclusiones

La optimización del tren de calentadores puede mejorar el rendimiento de una central térmica entre el 0.5 y el 1%, y disminuir el coste de la electricidad entre un 1 y un 2%. Para conseguir estas mejoras se deben configurar cuidadosamente los parámetros fijos y variables de decisión del algoritmo genético. Se deberán tener en cuenta las limitaciones técnicas reales de una central térmica y los intervalos de validez de las funciones de costes. El programa desarrollado ofrece al usuario una interfaz sencilla con la que configurar estos parámetros.

El algoritmo genético demuestra ser un método de resolución adecuado, pues permite obtener un conjunto de soluciones óptimas al problema de diseño. Gracias a la diversidad del conjunto de soluciones, el usuario puede escoger una configuración de central térmica que resulte conveniente o viable.

El coste de la electricidad es difícil de predecir debido a la incertidumbre en las funciones de coste, dado que dichas funciones están fuertemente sujetas a la subjetividad de sus autores. Por esta razón, su utilidad reside en comparar el coste de generación de configuraciones de centrales térmicas diferentes. La imprecisión de los costes no afecta a la validez del resultado obtenido, puesto que el algoritmo genético necesita ser capaz de comparar soluciones entre sí, aunque los valores que compara no sean necesariamente reales.

Sin embargo, el rendimiento termodinámico sí se puede calcular de manera precisa. Las hipótesis realizadas para su cálculo no afectan significativamente a la exactitud del mismo. Aun así, podría existir un margen de aproximadamente un 2% entre el rendimiento calculado y el rendimiento de una central térmica real. Esto se debe a la existencia de fugas de calor y pérdidas de carga que no han sido tenidas en cuenta durante el cálculo. Estas ineficiencias no afectarían a la comparación entre ciclos puesto que serían similares en todas las configuraciones de una ejecución del programa.

Adicionalmente, durante el diseño se deben estudiar procesos de arranque en la central y de operación a carga parcial, que no han sido considerados en este proyecto.

Bibliografía

- [1] L. Wang, Y. Yang, C. Dong, T. Morosuk and G. Tsatsaronis. Multi-objective optimization of coal-fired power plants using differential evolution. *Appl. Energy* 115(0), pp. 254-264. 2014.
- [2] D. Santana Santana and J. Villa Briongos. *Apuntes de Sistemas Térmicos*. Universidad Carlos III de Madrid, 2015.
- [3] A. Bejan, G. Tsatsaronis and M. J. Moran. *Thermal Design and Optimization* 1996.
- [4] E. Cao. Heat transfer in process engineering. *Scitech Book News* 33(4), 2009.
- [5] K. Deb, A. Pratap, S. Agarwal and T. Meyarivan. A fast and elitist multiobjective genetic algorithm: NSGA-II. *IEEE Transactions on Evolutionary Computation* 6(2), pp. 182-197. 2002.
- [6] K. Deb. *Multi-Objective Optimization using Evolutionary Algorithms* 2001.
- [7] M. J. Moran and H. N. Shapiro. *Fundamentos De Termodinámica Técnica* 2004.
- [8] J. Uche, L. Serra and A. Valero. Thermoeconomic optimization of a dual-purpose power and desalination plant. *Desalination* 136(1–3), pp. 147-158. 2001.
- [9] J. Xiong, H. Zhao, C. Zhang, C. Zheng and P. B. Luh. Thermoeconomic operation optimization of a coal-fired power plant. *Energy* 42(1), pp. 486-496. 2012.
- [10] J. I. Nogueira Goriba. *Apuntes de Máquinas y Centrales Térmicas*. Universidad Carlos III de Madrid, 2015.

Apéndice 1. Librerías de propiedades utilizadas.

Las propiedades del agua se calculan utilizando la librería creada por la International Association for the Properties of Water and Steam:

<http://www.iapws.org/>

Se utilizó la librería disponible para estudiantes, que ofrece un rango de validez suficiente para este proyecto.

También se utilizaron las funciones creadas por Magnus Holmgren (XSteam):

<http://es.mathworks.com/matlabcentral/fileexchange/9817-x-steam--thermodynamic-properties-of-water-and-steam>

Solo se emplean para calcular ciertos puntos del diagrama T-s que se presenta en la ventana de visualización de ciclos. En concreto, las librerías de la IAPWS para estudiantes no cubren la zona superior al punto crítico; zona sí cubierta por XSteam. Esta limitación de las funciones de la IAPWS para estudiantes no afecta al cálculo, porque no se necesita computar ninguna propiedad en esa zona, exceptuando el diagrama T-s de centrales supercríticas.